

İÇİNDEKİLER

Kombine Çevrim Enerji Santralleri Kapalı Devre Ekipman Soğutma Suyu Pompalarının Seçim Kriterleri

Alper UYSAL (Gama Güç Sistemleri A.Ş.) 18

Doğru Pompayı Seçmek İçin Ne Yapalım?

Baha ATABEK (MAS Pompa Sanayi A.Ş.) 24

Pompa Tesislerinde Sistem Yaklaşımı ve Standartlaştırma Çalışmaları

Prof.Dr. Cahit ÖZGÜR, Begüm TÜYSÜZ (İTÜ / Alarko-Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş.) 32

Dünyada ve Türkiye’de Artan Su Sorunları ve Çözüm Önerileri

Dursun YILDIZ (Ada Mühendislik Ltd. Şti.) 41

Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Deneysel Yolla Elde Edilmesi

Erkan AYDER, Ayhan Nazmi İLİKAN (İTÜ) 51

Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Nümerik Yolla Elde Edilmesi

Erkan AYDER, Ayhan Nazmi İLİKAN (İTÜ) 60

Sıvı Boru Hattı Sistemlerinde Zamana Bağlı Akış Simülasyonu İçin Kolay Kullanımlı Bir Yazılım

Gençer KOÇ, O. Cahit ERALP (ODTÜ) 68

Basınç Yönetiminin Su Şebekelerindeki Su Kaçaklarına Olan Etkisinin Uluslararası Kriterlere Göre İrdelenmesi

Güvenç GÜVEN, Arcan HACIRAIFOĞLU (Doğuş Vana ve Döküm Sanayi Ltd. Şti.) 75

Boru Hatlarında Hava Vanalarının Seçimi ve Konumlandırma Kriterleri

Güvenç GÜVEN (Doğuş Vana ve Döküm Sanayi Ltd. Şti.) 82

Yatay Milli Pompaların Yangın Pompası Olarak Kullanılması

Hayrettin Yücel DAĞADA (Vizyon Dan. Müh. ve Dış Tic. Ltd. Şti.) 90

Güvenilirlik Optimizasyonu Temeli İle Su Dağıtım Şebekesi Tasarımı

İzzet Saygın AKKAŞ, Nuri MERZİ (Gülermak Ağır Sanayi / ODTÜ) 98

Sanayi Tipi Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği

K. Süleyman YİĞİT, Dr.Durmuş KAYA, Alptekin YAĞMUR, A. Salih EREN (Kocaeli Üniversitesi, TÜBİTAK MAM) 104

Eğik Oturaklı Çek Valf Geliştirme Çalışmaları

M. Tunç GÜNEŞ, Özgür MERT, Şevket Cihangir ÖZCANLI (ÖZ-KAN Makine Elemanları San. ve Tic. Ltd. Şti., İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü)	110
Karışık Akışlı Pompalarda Eksenel Yük İncelemesi Ali CİRİT, Onur KONURALP, Ramazan ÖZCAN, Mehmet BEYAZÇİÇEK, Kahraman ALBAYRAK (Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş. / ODTÜ)	120
Pompalarda Tasarım ve İç Akış Çözümleri ile Performans Analizi Ali CİRİT, Onur KONURALP, Mehmet BEYAZÇİÇEK, Prof. Kahraman ALBAYRAK (Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş. / ODTÜ)	127
Kelebek Vanalarda Performans Katsayılarının Deneysel Olarak İncelenmesi Mehmet SANDALCI, Ebru MANÇUHAN, Emre ALPMAN, Kurtul KÜÇÜKADA, Semin KAYA (Gedik Döküm ve Vana Sanayi ve Ticaret A.Ş. / Marmara Üniversitesi / Balıkesir Üniversitesi).....	136
Sulamada Pompaj Tesisleri ve İşletmeciliği Dr. Mesut KOÇAK, Coşkun ÜÇER, Tülay EDİSAN (DSİ Genel Müdürlüğü)	147
Düşey Milli Pompa İstasyonları – Genel Boyutlandırma ve Pompa Seçimleri Onur KONURALP, Ramazan ÖZCAN, Prof. Kahraman ALBAYRAK (Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş. / ODTÜ)	157
DSİ Dalgıç Pompa İhalelerinin Ömür Boyu Maliyet ve Enerji Verimliliği Açısından İncelenmesi Onur KONURALP, Ramazan ÖZCAN, Zikri ÇELİK, Prof. Kahraman ALBAYRAK (Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş. / ODTÜ)	164
API 682 Standardı ve İki Kademeli Mekanik Salmastra Tasarımlarında Karşılaşılan Çelişkili Durumlar Richard SMITH (AESSEAL)	175
Yangın Hidrantlarında Akış Katsayılarının ve En İyi Akış Sağlayabilecek Formun Belirlenmesi Süleyman TOKAY (Duyar Vana-Makina Sanayi ve Ticaret A.Ş.)	186
Dünya Üretim Methodlarında Geline Son Nokta: Yalın Üretim Tuba GÜL (Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş.)	194
Pompalarda Kaviteasyon Karakteristiğinin CFD Kullanılarak Hesaplanması Tunç DEĞER (Vansan Makina Sanayii A.Ş.)	201
Borulama Tasarım ve Analizi Yusuf Bora IŞIK (Çimtaş Boru İmalatları ve tic. Ltd. Şti.)	210

KOMBİNE ÇEVİRİM ENERJİ SANTRALLERİ KAPALI DEVRE EKİPMAN SOĞUTMA SUYU POMPALARININ SEÇİM KRİTERLERİ

Alper UYSAL
Gama Güç Sistemleri A.Ş.

ÖZET

Kombine çevrim enerji santrallerinde kullanılan ekipman soğutma suyu pompaları tüm santral içerisinde kullanılan ekipmanlara soğutma suyu sağlayan pompalar olup, kapalı devre sirkülasyon pompaları gibi çalışırlar. Bu pompalarda debi miktarı yüksek olup, basma yüksekliği kapalı devre kayıplarıyla sınırlıdır. Soğutma suyu kapalı devresinin debi parametreleri olarak, akışkan özellikleri, soğutma kapasitesi, pompa giriş ve çıkış sıcaklıkları dikkate alınmıştır. Kapalı devre sirkülasyonu için gerekli basma yüksekliği parametreleri olarak borulama ve borulamaya has ekipmanların oluşturduğu kayıplar dikkate alınmıştır. Yukarıda yazılı konular dikkate alınarak, bu çalışmada kombine çevrim enerji santrallerinde kullanılan, ekipman soğutma suyu pompalarının sistem ve pompa güvenilirliği açısından seçim kriterleri incelenmiş ve projelendirmesi yapılmış bir enerji santrallerine ait dokümantasyon esas alınarak bir analiz yapılmıştır.

1. GİRİŞ

Kombine çevrim enerji santrallerindeki kapalı devre soğutma sistemi tüm sistemin güvenilirliğini etkilediğinden, sistem içerisinde çıkacak sorun tüm santralin devre dışı kalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle soğutma sisteminde kullanılan ekipmanların seçiminin doğru bir şekilde yapılması gerekmektedir. Kapalı devrede kullanılan ana ekipmanlar aşağıda sıralanmış ve kısaca tanımlanmıştır.

a) Kapalı Devre Soğutma Suyu Pompası:

Soğutma suyunun, devre içerisindeki sirkülasyonunu sağlar. Kapalı devre içerisinde % 100 kapasiteli, paralel bağlı iki adet pompa vardır. Bu pompaların çıkışı, eşanjörün girişine (sıcak giriş) bağlanır.

b) Eşanjör:

Plaka tip karşı akışlı ısı eşanjörüdür. Soğutma suyunun pompa aracılığıyla basınçlandırılması sonra-sında, ilgili ekipmanlara gitmeden önce soğutulmasını sağlar. Eşanjörün diğer girişi (soğuk giriş) ise buhar türbini kondansatörünü besleyen ana soğutma suyu hattından alınan bransmandan gelir.

c) Basınç Dengeleme Tankı (Surge Tank):

Atmosferik, silindirik ve yatay bir tanktır. Sıcaklık değişiminden ve kaçak kayıplardan kaynaklı basınç değişimlerini dengeler.

- Dizayn Basıncı: Atmosfer Basıncı
- Dizayn Sıcaklığı: 60 °C
- Servis Kapasitesi: 4,6 m³

Bu çalışma kapsamında, aşağıda sınıflandırılmış parametreler dikkate alınarak, uygun pompa seçimleri için dikkat edilmesi gereken konular incelenmiştir.

2. SEÇİM PARAMETRELERİ

2.1. Kullanılan Akışkan Özellikleri:

- % 50 glykol, % 50 demineralize su
- PH: 8.8-9.6
- Katyonik (cationic) iletkenlik: 0.2µS/cm
- Çözülmüş oksijen: < 10 ppb

Yukarıda yazılı su özellikleri, kullanılan akışkanın agresifliğini, yoğunluğunu, buhar basıncını belirler. Pompa seçimlerinde bu kriterlere dikkat edilmeli ve kabul testlerinde bu kriterlere göre düzeltme yapılmalıdır.

2.2. Pompa Eğri Karakteristiği:

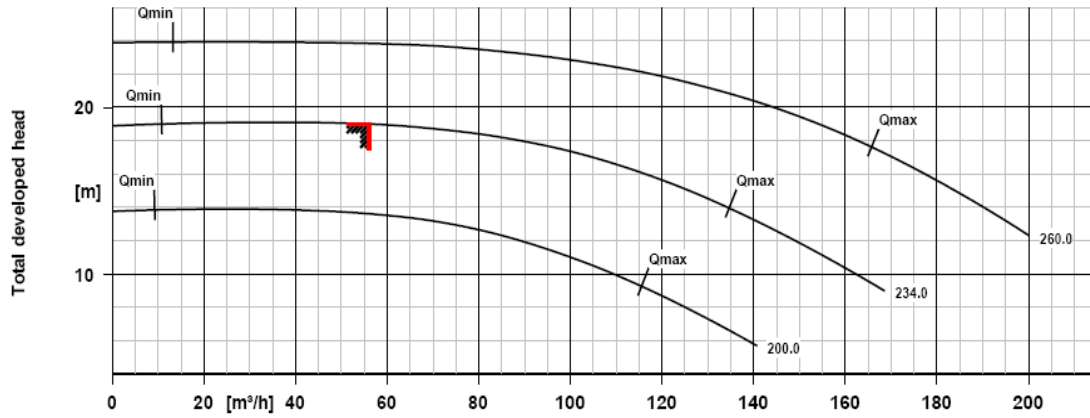
2.2.1. Pompanın en verimli çalışma noktası:

Pompanın uzun ömürlü olması ve enerji kullanımının az olması için pompanın en verimli noktası (BEP), operasyon noktasında veya bu noktaya yakın bir noktada olmalıdır.

2.2.2. Kapalı vana basma yüksekliği:

a. Kapalı vana basma yüksekliği ($0 \text{ m}^3/\text{saat}$), pompa seçiminin yapıldığı noktadaki basma yüksekliğinden % 110 fazla olmalıdır.

Bu şartın sağlanmadığı ve sistem direncinin tahmin edilenden daha fazla olduğu durumlarda, pompa $0 \text{ m}^3/\text{saat}$ 'te çalışma eğilimi gösterir. Bu durum tüm santrale soğutma suyu sağlayan bir sistem için oldukça tehlikelidir. Bu şartı sağlamayan örnek bir pompa seçimine ait performans eğrisi aşağıda gösterilmiştir.

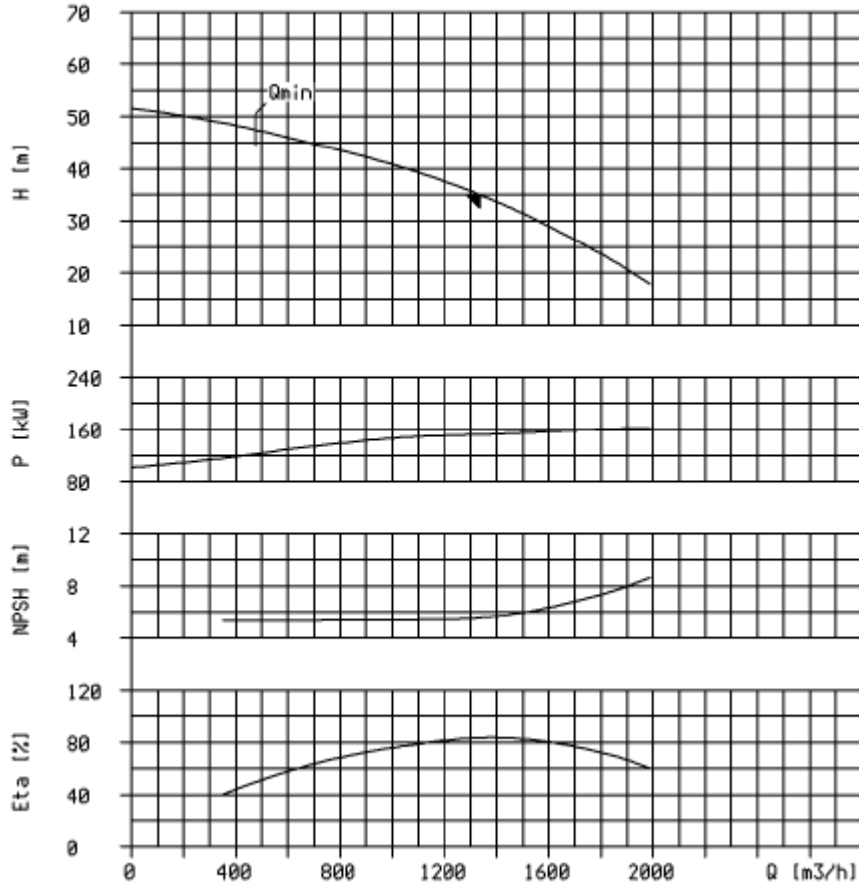


Şekil 1

b. Pompa çıkış flanşındaki maksimum basınç (emiş basıncı dahil olmak üzere), pompanın bağlı olduğu tesisattaki boru dizayn basıncından düşük olmalıdır.

c. Kapalı vana basma yüksekliği ($0 \text{ m}^3/\text{saat}$), pompa seçiminin yapıldığı noktadaki basma yüksekliğinin % 125'inden az olmalıdır.

Bu şartın sağlanmadığı durumlarda, tesisatta basınç dalgalanmaları oluşur. Bunun yanında, kapalı devre içerisinde kullanılan tüm enstrüman, ekipman eşanjörleri daha yüksek dizayn basıncına göre seçilmek zorunda kalır. Bu şartı sağlamayan örnek bir pompa seçimine ait performans eğrisi aşağıda gösterilmiş ve madde b, madde c kriterleri dikkate alınarak bir analiz yapılmıştır.



Şekil 2

Tablo 1

Kodlama	Tanım	Değer
g	Yerçekim İvmesi	9,81 m/sn ²
Pa	Atmosfer Basıncı	1 bar (10,22 m)
q	Akışkan Yoğunluğu	998 kg/m ³
Pv	Buhar Basıncı (35 °C)	0,056 bar (0.572 m)
Pd	Tesisat Dizayn Basıncı	8 bar
Hd	0 m ³ /h debide pompa'nın sağladığı basma yüksekliği	52 m
Hs	0 m ³ / h debide sürtünme ve basınç kayıpları (tank'tan sonra)	0 m
Htnk	Tank seviyesi	21 m
ENPYa	Pompa emişindeki basma yüksekliği	*
Ht	0 m ³ /h debide pompa çıkışındaki toplam basma yüksekliği	**
Pt	Pompa çıkışındaki toplam basınç	***

- * ENPYa **Tablo 1**'de belirtilmiştir, aşağıda bu değerin nasıl hesaplandığıyla ilgili detaylar verilmiştir.

Kapalı vanada ($0 \text{ m}^3/\text{h}$) tesisat içerisinde akışın olmaması nedeniyle sürtünme ve basınç kayıpları yoktur. Bu nedenle $H_s = 0 \text{ m}$ alınmıştır.

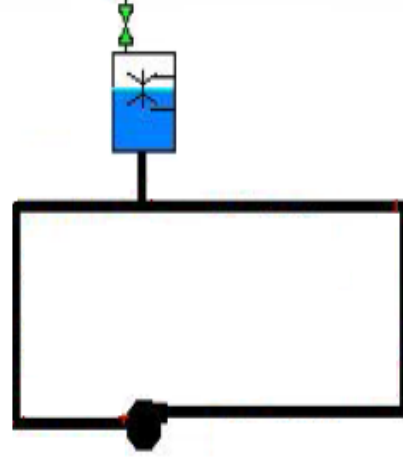
$$ENPYa = ((P_a - P_v) / \rho \cdot g) + H_{tnk} - H_s$$

$$ENPYa = (10,22 - 0,572) + 21 - 0 = 30,6 \text{ m}$$

$$H_t = H_d + ENPYa = 52 + 30,6 = 82,6 \text{ m}$$

$$P_t = H_t \cdot \rho \cdot g = (82,6) \cdot (998) \cdot (9,8) = 8,1 \text{ bar}$$

$$P_t = 8,1 \text{ bar} > P_d = 8 \text{ bar}$$



Şekil 3

Yukarıda görüldüğü gibi, kapalı vanada pompa çıkışındaki basınç, tesisat dizayn basıncından yüksek olup bu pompanın bu uygulama için kullanılması uygun değildir. P_t 'nin 8 bardan daha düşük olması durumunda pompa kullanılabilir, ancak kapalı devredeki dizayn basıncı için bu değer dikkate alınmalıdır.

2.2.3. Açık vana debi değeri:

Pompa ve sürücüler seçimi yapılan debi değerinin % 110'unda sürekli çalışabilmelidir. Açık vana debisi seçimi yapılan debinin en az % 120'si olmalıdır.

2.2.4. Pompa testleri:

Bu uygulamadaki pompaların testleri ISO 9906 Sınıf 1'e göre yapılmalıdır. Yapılacak testler ve kullanılacak tolerans bandı aşağıda belirtilmiştir.

- **Performans testi:**

ISO 9906 esas alınarak aşağıda belirtilen tolerans bandlarında, pompa çalışma aralığında en az 8 noktada test yapılmalıdır.

Tablo 2

	Toleranslar
İstek Debideki Basma Yüksekliği	+3%; -0%
Kapalı Vana Basma Yüksekliği	+5%; -0%
İstek Noktadaki Pompa Verimi	-0%

- **Hidrostatik test:**

Pompa gövdesine, operasyon basıncının 1,5 katında 30 dakika süreyle uygulanmalıdır. Hidrolik kısımların dışında pompa yağ üniteleride, dizayn basıncının 1,5 katı kadar basınca dayanabilmelidir.

- **ENPY testi:**

ENPY testi, ISO 9906 esas alınarak tüm çalışma aralığında yapılmalıdır.

- **Titreşim testi:**

Titreşim testleri ISO 7919 veya ISO 10816 esas alınarak tüm çalışma aralığında yapılmalıdır.

- **Gürültü testi:**

Gürültü ölçümleri ASME PTC-36 esas alınarak, garanti noktasında yapılmalıdır. Gürültü seviyesi pompaya 1 m mesafede 85 dB'i geçmemelidir.

Sistem direncindeki değişim pompa debisini etkileyeceğinden, bu uygulamadaki pompaların testleri oldukça önemlidir. Bu nedenle yukarıda yazılı tüm kriterler dikkate alınarak, pompa hidrolik seçimleri yapılırken, seçimler devir düzeltmesi yapılmış pompa eğrileri üzerinden değil, pompanın kullanacağı motorla ortaya çıkacak pompa karakteristik eğrileri üzerinden yapılmalıdır.

2.3. Pompa Konstrüksiyon Özellikleri:

2.3.1. Pompa malzemesi:

Kullanılan akışkanın agresif olması nedeniyle ana komponentlerin çelik olması tercih edilir.

Tablo 3

Komponent	Malzeme
Gövde	Dökme Çelik
Fan	Dökme Çelik
Mil	Çelik
Taban Plakası	Karbon Çelik

2.3.2. Pompa giriş ve çıkış flanşları:

Pompa çıkış eksenleri, pompa zeminine paralel olmalıdır. Bu sayede, kullanılacak boru desteklerinin miktarı ve işletme maliyetleri en aza indirilir.

Sıcaklık değişiminden ve ölü ağırlıktan kaynaklı olarak boru hattından gelen yük-momentler pompa flanşları ve pompa gövdesi tarafından karşılanabilmelidir. Bu nedenle, üretici firmaların ilgili teknik dökümanlarında bu değerlerin belirlenmiş olması gereklidir.

2.3.3. Katı parça büyüklüğü:

Pompanın bağlı olduğu tesisatın kapalı devre olması nedeniyle, katı partikül büyüklüğü çok küçük seviyelerde olup, pompa seçimi açısından kriter anlamı taşımamaktadır.

2.3.4. Devir sayısı:

50 Hz şebeke frekansı ile beslenen bu tür uygulamalarda, seçilecek pompa devir sayısı 1500 rpm ile sınırlı kalmalıdır. Devir sayısının 1500 rpm ile sınırlı olması, 3000 rpm'deki aynı debinin, daha büyük boyutlarda çark çapları ve pompa konstrüksiyonuyla sağlanmasını gerektirir.

Motor kutup sayısının daha fazla olması nedeniyle, devir sayısının 1500 rpm ile sınırlı olduğu pompalarda izin verilen şalt sayısı, 3000 rpm pompalara göre daha fazladır. Sürekli operasyon içerisinde olan kapalı devre ekipman soğutma suyu pompalarında bu durumun büyük avantaj olduğu söylenemez, ancak santral ömrünün en az 30 yıl olması gerektiği düşünülürse, uzun vadede önemli olduğu söylenebilir.

2.3.5. Pompa soğutma suyu:

Pompalar herhangi bir servis akışkanına ihtiyaç duymadan, pompaj yapılan suyla kendi içerisinde soğutulmalıdır.

2.3.6. Pompa ömrü:

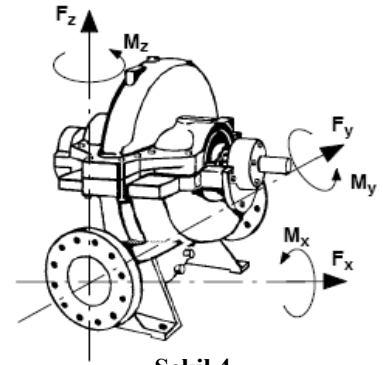
Seçilecek pompa ömrünün en az 30 yıl olması beklenmektedir.

3. UYGUN POMPA TİPLERİ

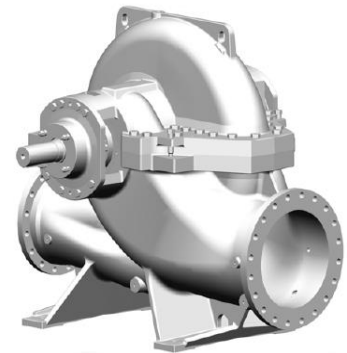
Düşük ENPY ihtiyacı, büyük partikül geçirebilme kabiliyeti ve bakım kolaylığı nedeniyle bu tür uygulamalarda kullanılan pompa tipleri genelde yatay, çift emişli, split tip pompalardır.

Pompalarla birlikte aşağıda belirtilen enstrümanların ve alt ekipmanların kullanılması tavsiye edilebilir:

- Pompa ve motordaki her yatak için Pt-100 sıcaklık transduceri.
- Pompa konstrüksiyonuna bağlı olarak yağ göstergeleri, termometre vb. enstrümanlar.
- Motor sargıları için Pt-100 sıcaklık transducerleri.
- Motorlar için anti-kondens ısıtıcılar.



Şekil 4



Şekil 5

KAYNAKLAR

- [1] Empresarios Agrupados S.A. "Specification for Cooling Water Pumps - Shatura 400 mW Combined Cycle Power Plant", EA, Madrid, 2007.
[2] Karassik Igor J., Messina J. P., Cooper P., Heald C. C., "Pump Handbook", McGraw-Hill, Newyork, 2001.
[3] Prof. Dr. Şen M. "Santrifuj Pompalar ve Pompa Tesisatları", Mas Pompa, 2003.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yapılması sırasında konu ile ilgili dökümantasyon desteği sağlayan Torishima Pump Co. Ltd. Avrupa Operasyonlarına ve KSB Türkiye'ye teşekkürlerimizi ifade etmek isteriz.

SUMMARY

Selection Criterias of Closed Circuit Cooling Water Pumps of Combined Cycle Power Plants

The aim of the this work was to point out importance of pump selection in critical applications such as power plants. Selection criterias of closed circuit component cooling water pumps used in combined cycle power plant are propounded. The aims of all criterias depicted below were explained and referred related standards.

Criterias: Fluid Types, Best Efficiency Point, Runout Flow, Pump Tests (Performance, Hydrostatic, NPSH, Vibration, Nois), Construnctional Constraints and Shutoff Head. Brief descriptions of above criterias are given below.

- Fluid type is an important issue in component material selection & in acceptance tests. Some parameters resulted from fluid types should be taken into account in acceptance tests.*
- The pump best efficiency point shall be as near as possible to the normal operation point.*
- The pumps and drivers shall be capable of continuous operation at 110 % of the design flow. The runout flow is required to be greater than 120 % of the design flow.*
- Each pump shall be tested to demonstrate full compliance with the performance requirements. Performance test shall be conducted in accordance with the requirements of related standards, along with the additional requirements of technical specifications. These curves shall cover a capacity range from 120% of design flow (or runout flow, whichever is greater) to zero flow (shutoff) and shall also cover all the specified design conditions (measurements shall be provided at 8 points as a minimum). Water temperatures shall be corrected to the design point temperature. The pump shall be tested with the contractual motor.*
- Pumps shall be hydrostatically tested after all machining has been finished and before painting, at a pressure not less than 1.5 (one and a half times) the pump design pressure during 30 minutes, in compliance with related standards.*
- NPSH tests shall be performed in compliance with related standards.*
- Vibration levels shall adhere to the referenced standards for measurements and evaluation criteria (ISO 7919 or ISO 10816).*
- Noise measurement testing procedures and guarantees shall be in accordance with ANSI/ASME PTC-36, "Measurements of Industrial Sound". The guaranteed values corresponding to the design stable operating point shall be 85 dBA at one metre (1 m).*
- Construnctional requirements can be summarized as following. All the materials used for the manufacturing of pumps shall be suitable for the correct operation of the component, and erosion and corrosion-resistant. The pump nozzles shall be able to withstand reactions from connecting pipes due to dead weight and thermal expansion. The pumps shall be selected limiting the speed to 1 500 rpm.*
- The shutoff pressure shall not exceed 125% and not be less than 110 % of the pressure required for operation at design point.*

As an example, shutoff head restriction, was analyzed and some pump parameters used in an international project were considered in analyzing of this criteria. In analyzing this criteria, calculation of NPSHa in closed loop system which is open to atmosphere by vent of surge tank was depicted and total pressure at pump discharge flange was calculated accordingly. The reasons of shutoff head restriction, being between 110 % and 125 % of operational head, was clarified as following. Shutoff Head which is bigger than 110 % of operational head: This condition is necessary in order to avoid the risk of going 0 m³/h flow in case of incremental system resistance change. Shutoff Head which is less than 125 % of operational head & piping pressure: This condition is mainly necessary in order to avoid pressure fluctuation along the pipeline. On the other hand this criteria provides smaller design pressure requirement in selecting of instruments and heat exchangers as well. This should be considered as by-product of the main purpose. Finally, applicable pump types suitable to this application were indicated.

DOĞRU POMPAYI SEÇMEK İÇİN NE YAPALIM?

Baha ATABEK
MAS Pompa Sanayi A.Ş.

ÖZET

Bu bildiride, pompa seçimi, her seçme işlemi için geçerli olan AMACA uygun ARAÇ mantığı içerisinde ele alınmaktadır. Burada AMAÇ “gerçekleştirilecek pompaj işlemi”, ARAÇ ise “seçilecek pompa”dır. Amacı, bunu gerçekleştirmek için kullanılacak gereçleri ve pompanın çalışacağı ortam şartlarını kullanıcı bilmektedir. Aracın (pompanın) doğru seçilebilmesi ve amacı tam gerçekleştirebilmesi için “amacın, gerecin ve ortamın tüm detayları ile üreticiye bildirilmesi” gerekir. Bu bilgi akışının tam olmaması halinde, yanlış pompa seçimi olayları meydana gelmektedir. Bildiride, AMAÇ-ARAÇ-GEREÇ-ORTAM zincirindeki eksiklikler veya yanlışlıklardan kaynaklanan “hatalı pompa seçimi” olayları üzerinde durulmakta ve konu, bazı tipik örneklerle açıklanmaktadır.

Bir pompanın seçiminde imalatçı ve kullanıcı olarak iki taraf var. Pompa satışı, bu iki tarafın her bakımdan anlaşması sonucu gerçekleşen ticari bir olaydır. Her bakımdan anlaşma sadece fiyat, teslim süresi ve seçilen pompanın teknik özellikleri ile sınırlı değildir. Genelde kullanıcı (satın alan) pompanın debisi ve manometrik yüksekliği gibi birkaç özelliğini ister; imalatçı (satıcı) bu özelliklere uygun pompasını teklif eder ve fiyatta anlaşılırsa satış gerçekleşir.

Yukarıda özetlenen rutin bir pompa satın alma işleminde genellikle bu basit prosedür uygulanır. Bazı satın alma işlemlerinde kullanıcı daha farklı özellikler de isteyebilir. Bu satın alma prosedüründe çoğunlukla kullanıcı ile imalatçı karşı karşıya gelmez. Arada, kullanıcı tarafında sistemi kuran müteahhit veya taşeron gibi bir aracı; imalatçı tarafında ise firmanın bayisi veya temsilcisi gibi bir aracı vardır. Özetle, gerçek kullanıcı ile gerçek üretici çok ender durumlarda bir araya gelir. Bu nedenle, pompa seçimi çoğunlukla hatalı olur. Ancak acısı çok sonra sistem devreye alındığında (bazen bir süre çalıştıktan sonra) ortaya çıkar ve düzeltilmesi ya çok zor olur veya hiç mümkün olmaz.

Doğru pompayı seçmek için nasıl yol izlemeli? Ya da doğru pompa hangi özelliklerde olmalı?

Ben konuya çok farklı yaklaşmak istiyorum.

Doğadaki her olayda var olan temel bileşenleri düşünelim. Herhangi bir işlemde (sistem, olay, eylem, icraat hatta yaşam) dört bileşen vardır:

- 1- AMAÇ (Ulaşılmak istenen hedef, yapılmak istenen iş vs.)
- 2- ARAÇ (Amaca ulaşmak için kullanılan ana eleman)
- 3- GEREÇ (Bu işlem için gerekli yan bileşenler)
- 4- ORTAM (Olayın dışında olan ancak olayı etkileyen faktörler)

Örnek olarak; “Taşıt aracı”nı seçelim (genel anlamda). Bildiğimiz gibi taşıt araçları AMAÇLARINA göre çok çeşitlidir. Taşıt aracı için bazı AMAÇLAR:

- Formula 1 yarışı kazanmak,
- Yüksek hızda ve konforlu olarak insan taşımak,
- Yük taşımak,
- Ağır yük taşımak,
- Uzun yük taşımak,
- Çok sayıda insanı taşımak...

ve daha yüzlerce amaç sayabiliriz.

AMACA uygun ARAÇ seçmek ve kullanmak zorundayız. Bir binek arabasıyla Formula 1 yarışı kazanmak mümkün değildir. Bir yük kamyonu ile da insan taşımak (!!!!) mümkün olmamalıdır.

GEREÇ: Seçilen ARAÇ ile istenen AMACA ulaşmak için gereken ikincil bileşenler. Formula 1 yarışı için özel yapılmış uygun bir yarış pisti gerekir. Kamyon için ise en azından stabilize yol gerekir.

ORTAM: Formula 1 yarışının yapıldığı gün yağmur yağıyorsa ya da aşırı rüzgar varsa yarış performansı etkilenir; önlem almak gerekir.

Amaca ulaşmak için diğer üç bileşeni doğru seçmek veya yapılandırmak gereklidir.

Yukarıdaki dört bileşeni her işleme uygulayabiliriz. Konumuz gereği bir POMPAJ işlemine uygulayalım:

- a) AMAÇ: Öngörülen pompalama işlemini gerçekleştirmek.
- b) ARAÇ: Seçilecek pompa
- c) GEREÇ: Tesisat
- d) ORTAM: Basılan sıvı ve diğer çevre şartları.

Sonuç olarak doğru ARACI (pompayı) seçebilmek için:

- a. Bizden istenen pompaj işleminin ayrıntılarını (AMACI)
- b. Mevcut veya tasarlanmış tesisatın tüm detaylarını (GERECİ)
- c. Basılacak sıvının ve pompanın çalışacağı ortamın tüm özelliklerini (ORTAMI) bilmemiz gerekir.

Bu bilgileri tam ve doğru olarak bilmediğimiz zaman seçeceğimiz pompa hatalı olabilir. Yani seçtiğimiz ARAÇ ile öngördüğümüz AMACA ulaşamayız.

Amaçları standartlaşmış (özellikleri oturmuş) bazı pompaj işlemleri vardır. Sulama, yağmurlama ve damlama gibi tarımsal işlemler, evsel pompaj işleri; kalorifer suyu sirkülasyonu, hidrofor sistemleri, sıcak ve soğuk su dağıtım sistemleri, pis su drenajı ve atık su sistemleri, şehir ve kasaba içme suyu sistemleri vs.

Standartlaşmış pompaj işlemleri için çoğunlukla pompanın debi ve manometrik yükseklik değerlerinin bilinmesi bile pompa seçimi için yeterli olabilir. Burada AMAÇ basittir ve imalatçı veya satıcı tarafından bilinmektedir. AMAÇ, pompanın çalışma rejimini de kapsamaktadır. Örneğin bir hidrofor pompasının kesikli, sirkülasyon pompasının sürekli çalışacağı bilinmektedir. Ancak standartlardan farklı bir GEREÇ (örneğin emme derinliği) veya ORTAM (örneğin standart dışı çevre sıcaklığı veya farklı akışkan özellikleri) varsa, kullanıcı tarafından üreticiye bildirilmelidir. Standart pompaj işlemlerinde kullanıcı tarafından bildirilen değerler esastır. Üretici bu değerleri sağlamakla yükümlüdür. Debi ve manometrik yüksekliğin yanlış seçilmiş (hesaplanmış) olmasından doğan arıza ve hatalardan üretici sorumlu tutulmamalıdır.

Standartlaşmış bazı proseslerdeki AMAÇ detayları, kullanıcı tarafından bilinmekte ancak üreticinin de bunları bilmesi gerektiği düşünüldüğü için bu detaylar teklif isteğinde bildirilmemektir. Örneğin alkollü içki üretiminde kullanılacak bir pompa grubu için “Mayşe” pompası istenmektedir. “Mayşe”nin ne gibi bir sıvı olduğunun açıklaması yapılmamıştır. Üreticinin bunu bildiği varsayılmıştır. (Kullanıcı firmadan öğrendiğimize göre, saplarından ayrılmış ve sıkılmış üzüm suyuna içki imalatı dilinde Mayşe denirmiş.)

Standart dışı pompaj işlemlerinde kullanıcı, AMAÇ, GEREÇ ve ORTAM değerlerini tam olarak ve bütün detayları ile vermek zorundadır. Çok pompa kullanan resmi veya özel kuruluşlar konu ile ilgili detaylı şartnameler veya özellik (istek) föyleri hazırlarlar; pompa ya da sistem tekliflerinin bu şartname veya föylere uygun olmasını isterler ve genellikle teslimat sırasında bu şartları kontrol ederler. Burada pompa üreticisi şartname veya föylerde adı geçen ve ek olarak üretici tarafından doldurulması ve garanti edilmesi istenen bütün özellikleri sağlamak zorundadır. Bu tip şartnameli işlerde sözleşme, bu şartname veya föylere göre yapılır ve hem üreticiyi hem de alıcıyı bağlar.

Ülkemizde pompa satışlarının büyük çoğunluğu, ne yazık ki yukarıda adı geçen iki uygulama şekli dışında yapılmaktadır; telefon, fax veya e-posta ile bildirilen değerlerle herhangi bir sözleşme yapılmadan gerçekleşen satışlar gibi. Gelen bilgi AMAÇ, GEREÇ ve ORTAM özelliklerini içermediği için, seçilen pompa genellikle verilen (ancak yetersiz) özellikleri kapsayan “en ucuz” pompa olur ve büyük olasılıkla işletmede sorun yaratır. Burada AMAÇ, sanki “en ucuz pompayı almak”tır.

Olayın bir de “ömür boyu maliyet” yönü var. Eğer satın alan kullanıcı değilse, enerji maliyeti (işletme masrafı) ve bakım-onarım maliyetini hesaba katmayacak ve teknik özellikleri sağlayan teklifler arasından en ucuz olanı seçecektir. Bunun ceremesini son kullanıcı çeker.

AMAÇ – ARAÇ – GEREÇ ve ORTAM ilişkisindeki bilgi akışı aksamalarından kaynaklanan bazı örneklerle konuyu biraz daha açmak istiyorum. Olayların hepsi kırk yedi yıllık pompa hayatımdan alınmış canlı örneklerdir.

1 - HİDROFOR SORUNLARI

Ülkemizde inşaat sektöründe kendi evini kendisi yaptıran çok az sayıda kişiyi dışarıda tutarsak: İnşaatı ihale yolu ile veya kat karşılığı yapan müteahhit, fazla kar etmek için genellikle istenen fonksiyonu yerine getiren en ucuz ürünü kullanır. Daire satın alanların neredeyse hiçbiri binada kullanılan hidroforun enerji sarfıyatı veya kullanım ömrü ile ilgilenmez. Sadece binada hidrofor olması alıcı için yeterli bir özelliktir. Neredeyse hiçbir daire alıcısı bodruma inip hidrofora bakmaz; daire alıcısını, mutfak ve banyoda kullanılan yer döşemeleri, banyo küveti ve armatürler ilgilendirir. Daire satın alınıp içinde yaşanmaya başladıktan sonra sorunlar da başlar; üst katlara su çıkmaz, bazen basınç fazla yüksek olur, boru patlar, ay sonunda gelen elektrik faturası yüksek olur, hidrofor arıza yapar, su kesintisi ile birlikte tamir masrafları çıkar vs. Bu olayda ARACIN AMACA uygun olmadığını görüyoruz (eğer AMAÇ “doğru hidrofor seçmek” ise) veya olayı başka türlü yorumlarsak, AMACIN iyi ARAÇ (hidrofor) almak değil, fazla kar etmek olduğunu düşünebiliriz.

2 - EKSİK BİLGİ VERİLMİŞ AMAÇ ve GEREÇ ÖRNEĞİ - 1

Bir firmadan gelen teklif isteği: Debisi Q – Manometrik yüksekliği H olan birkaç adet pompa isteniyor ve telefon görüşmesinde daha önce “X” firmasının pompalarının kullanıldığı, ancak üretim kapasitesi arttığı için o pompaların yetersiz kaldığı ifade ediliyor. Su sıcaklığı soruluyor; 40 °C cevabı alınıyor, emme derinliği soruluyor; 2 m cevabı alınıyor. Pompalar üretici tarafından seçiliyor, teklif ve ardından sevkiyat yapılıyor, bu teslimat kış aylarında gerçekleşiyor.

Temmuz ayında telefonla arıza haberi geliyor; “Pompaları Şubat ayında devreye aldık, geçtiğimiz haftaya kadar son derece iyi çalıştı, ancak son günlerde debi çok azaldı ve pompa titreşim ve gürültü yapmaya başladı” deniyor. Pompaların ne iş yaptığını (AMACI) soruyoruz ve o zaman kullanıcı firmanın “enjeksiyonla termoplastik parçalar üreten” bir kuruluş olduğunu, pompaların preslerde ısınmış soğutma sularının toplandığı havuzdan aldığı suları soğutma kulesine bastığını öğreniyoruz. O andaki su sıcaklığını soruyoruz; 70 °C cevabını alıyoruz. Pompanın bu sıcaklıktaki su ile kaviteasyona girdiği ortaya çıkıyor. Ortam sıcaklığındaki artma, pompalanan su sıcaklığının 30 °C artmasına ve pompaların kaviteasyona girmesine neden oluyor.

Olay gerçekleştikten sonra, sorular sorularak öğrenilen bilgiler (GEREÇ ve ORTAM) teklif aşamasında bildirilse doğru pompa seçilecek, belki biraz daha pahalı olacak ama işletmede hiçbir sorun yaşanmayacaktı.

3 - EKSİK BİLGİDEN KAYNAKLANAN AMAÇ ve GEREÇ ÖRNEĞİ - 2

Teklifi isteyen: Yabancı kaynaklı çok tanınmış bir firmanın yine yabancı bir ülkedeki satış bürosu.

Verilen bilgiler: Debi ve basma yüksekliği (firma pompayı kataloglardan kendisi seçiyor, malzeme özelliklerini veriyor, sadece fiyat, teslim süresi ve pompa performans eğrisi istiyor.)

Pompaların yurt dışına sevkiyatından birkaç ay sonra, bir e-posta ekinde şikayetler ve parçalanmış rulmanların ve rulman yataklarının çok sayıda fotoğrafı geliyor.

e-posta ve telefon aracılığı ile yapılan birçok görüşme sonunda, pompaların çalıştığı ülkeye teknik bir ekip gönderiliyor ve görülüyor ki;

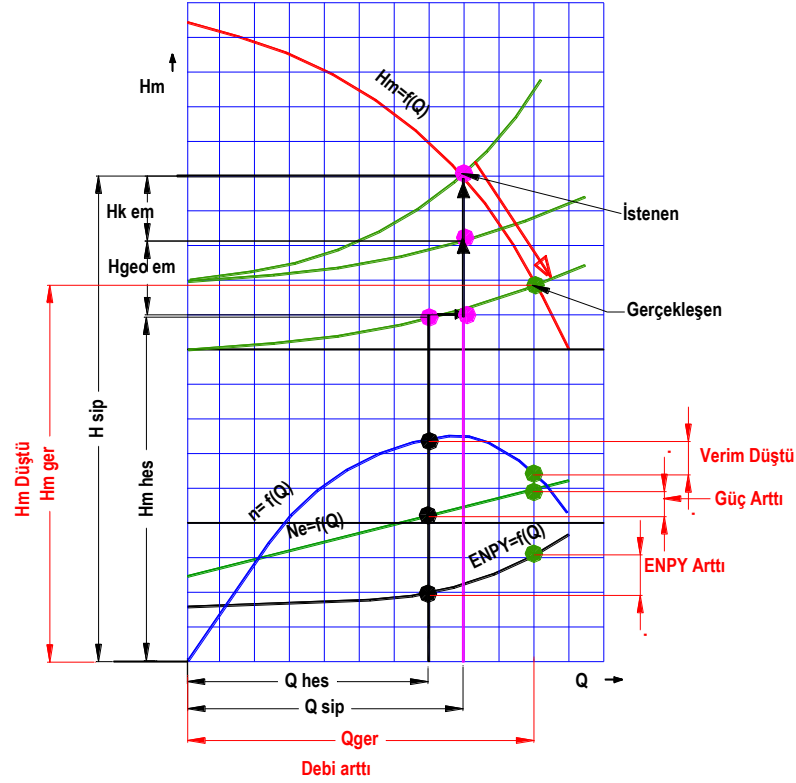
- Pompalar jeotermal kaynaklı bir enerji santralının kızgın suyuna belirli oranda katılması gereken soğuk suyu (40°C) basmak için kullanılıyor.
- Kazan uzun süre sonra tam kapasiteye çıkacak şekilde planlanmış. En az iki üç yıl düşük kapasitede çalışacak (yaklaşık %30).
- Kazan geçici kapasiteye gelene kadar, pompalar saatlerce sipariş debisinin çok altındaki (0-%20) debi ile çalışıyor.
- Basma borusu üzerinde varlıkları ve özellikleri bize bildirilmemiş bazı özel cihazlar (elektronik kumandalı vanalar vs.) var

Bilindiği gibi tam santrifüj pompalar düşük debilerde çok büyük sorunlar çıkarır (radyal ve eksenel kuvvetlerin aşırı artması bu nedenle yatak ısınması, basınç dalgalanmaları, düşük verim, çark girişinde ve çıkışında sirkülasyon vs.). Bu çalışma şekli önceden bilirse idi gerekli önlemler alınabilirdi. Bu durumda pompa daha pahalı ve daha fazla yardımcı eleman donanımlı olurdu. Kullanıcı firma çok daha küçük kapasiteli pompalar kullanarak geçici bir çözüm uyguluyor.

4 - EMNİYETLİ HESAPLANMIŞ DEBİ ve BASMA YÜKSEKLİĞİ ÖRNEĞİ

Yanlış pompa seçimine en çok sebep olan konudur. Kullanıcı adına proje hesabı yapan meslektaşımız; basılacak sıvının debisini bazı veriler ve bilgiler kullanarak hesaplar, sonra da üzerine bir emniyet payı ekler. Aynı şekilde gerekli manometrik yüksekliği de hesaplar ve ona da bir emniyet payı ekler ve bu değerlerde pompa ister. Hesaplanan debiye Q hes. emniyet payı eklenerek sipariş edilmiş debiye Q sip, hesaplanmış man. yüksekliğe H_m hes. ve emniyet payı eklenmiş man. yüksekliğe H_m sip diyelim.

Hesaplar ve ölçümler doğru ise uygulamada aşağıda verilmiş performans eğrisi gerçekleşecektir:



Şekil 1

Şekilde, siparişte istenen ve üreticinin seçimine esas olan çalışma noktası en üstte görülen “İSTENEN” çalışma noktasıdır. Emniyet payları öncesi yapılan hesaplar doğru ise, uygulamada elde edilecek nokta “GERÇEKLEŞEN” çalışma noktasıdır.

İstenen ve gerçekleşen çalışma noktaları arasındaki fark şekilde açıkça görülmektedir:

- Debi emniyet payı eklenmiş “Sipariş Debisi”nden çok fazla. ($Q_{ger} > Q_{sip} > Q_{hes}$)
- H_m ilk hesaplanandan yüksek ancak “Sipariş H_m ”den küçük. ($H_m_{ger} < H_m_{sip}$)
- Pompa genel verimi düştü.
- Pompanın kullandığı güç arttı.
- ENPY çok arttı. Kaviteşyon olabilir.

En doğrusu Q ve H_m değerlerini dikkatle hesaplayıp, hesaplanan değerlerle sipariş vermektir. Herhangi bir hesap yanılması karşısında, daha büyük debi ve H_m gerekebileceği dikkate alınarak daha büyük çapta çark takılabilecek bir gövde istemek ve hesaplanandan bir boy büyük motor gücü istemektir. (Bu konu birçok batı firmasının pompa istek formlarında vardır). Q ve H_m , emniyet payları ile hesaplanırsa motor gücü ve çark çapı zaten daha büyük olacaktı.

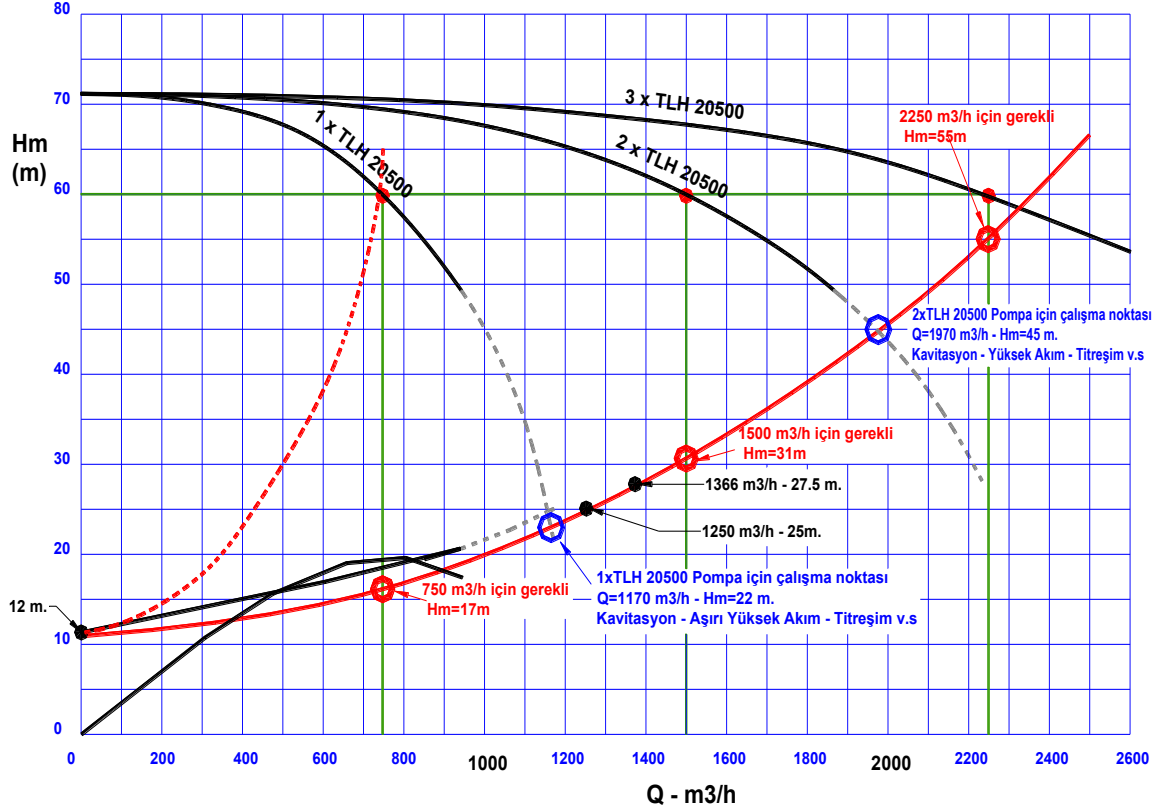
5 - GELECEKTEKİ YILLARDA ULAŞILACAK TAM KAPASİTE İÇİN HESAPLANMIŞ BİR TESİSİN İLK ÇALIŞMA YILINDA BAŞINA GELENLER

Yeni kurulan bir çelik fabrikasında ark ocakları soğutma devresi için istenen pompalar: 3 adet pompa paralel çalışacak. Bu durumda bir pompanın debisi $750 \text{ m}^3/\text{h}$ yani toplam debi $2250 \text{ m}^3/\text{h}$ olacak. Manometrik yükseklik ise 60

m olacak. Bu değerlere uygun yani 750 m³/h – 60 m değerlerinde pompalar seçiliyor. Sipariş, imalat ve teslimat gerçekleşiyor.

Sistem işletmeye alındıktan kısa bir süre sonra “pompanın aşırı akım çektiği, titreşim ve gürültü olduğu ve çok ısındığı” haberi geliyor. Servis elemanları işyerine gidiyor. Üç adet ark ocağı tasarlandığını, ancak sadece bir tanesinin tamamlandığı ve üç pompa için tasarlanan boru sisteminde bir tek pompanın çalıştırıldığı bilgileri alınıyor. Yapılan ölçmelerle sistem karakteristiğinin üç noktası ölçülüyor ve statik yüksekliğin 12 m olduğu, geriye kalan 48 m’nin üç pompanın birlikte çalışması halindeki boru kaybı olarak hesaplandığı ortaya çıkıyor.

Aşağıdaki performans eğrileri durumu ortaya koyuyor:



Şekil 2

Servis elemanları tarafından ölçülen değerlerden elde edilen sistem performans eğrisi, kırmızı çizgi ile gösterilmiştir. Bir tek boru sistemi olduğuna göre, kaç pompa çalışırsa çalışsın, çalışma noktaları bu eğri üzerinde olacaktır. Tek pompa çalışması halinde, pompa çalışma bölgesinin çok dışındaki bir çalışma noktasına gidilecektir. Bu nokta mavi renkli büyük daire ile gösterilmiştir. Debi 1170 m³/h – man. yükseklik 22 m ve çekilen güç 210 kW olmaktadır (motor gücü 185 kW).

750 m³/h debi için gerekli Hm=17 m olduğu şekilde görülmektedir. Bu değer farklı bir pompa gerektirecektir. Bu pompa 46 kW güç kullanacak ve 55 kW nominal güçte bir motor yeterli olacaktır.

Mevcut pompa ile 750 m³/h – 60 m değerine ulaşmak için vanayı kısmak en basit çözümdür. (Vana kısılarak elde edilecek sistem eğrisi kırmızı kesikli çizgi ile gösterilmiştir.) Ancak bu durumda 162 kW güç harcanacaktır. (162 – 46 = 116 kW fazla) ve pompa diğer üniteler tamamlanıp devreye alınıncaya kadar (bir veya iki yıl sürebilir) harcanacak fazla enerji yaklaşık 1.700.000 kWh olacaktır.

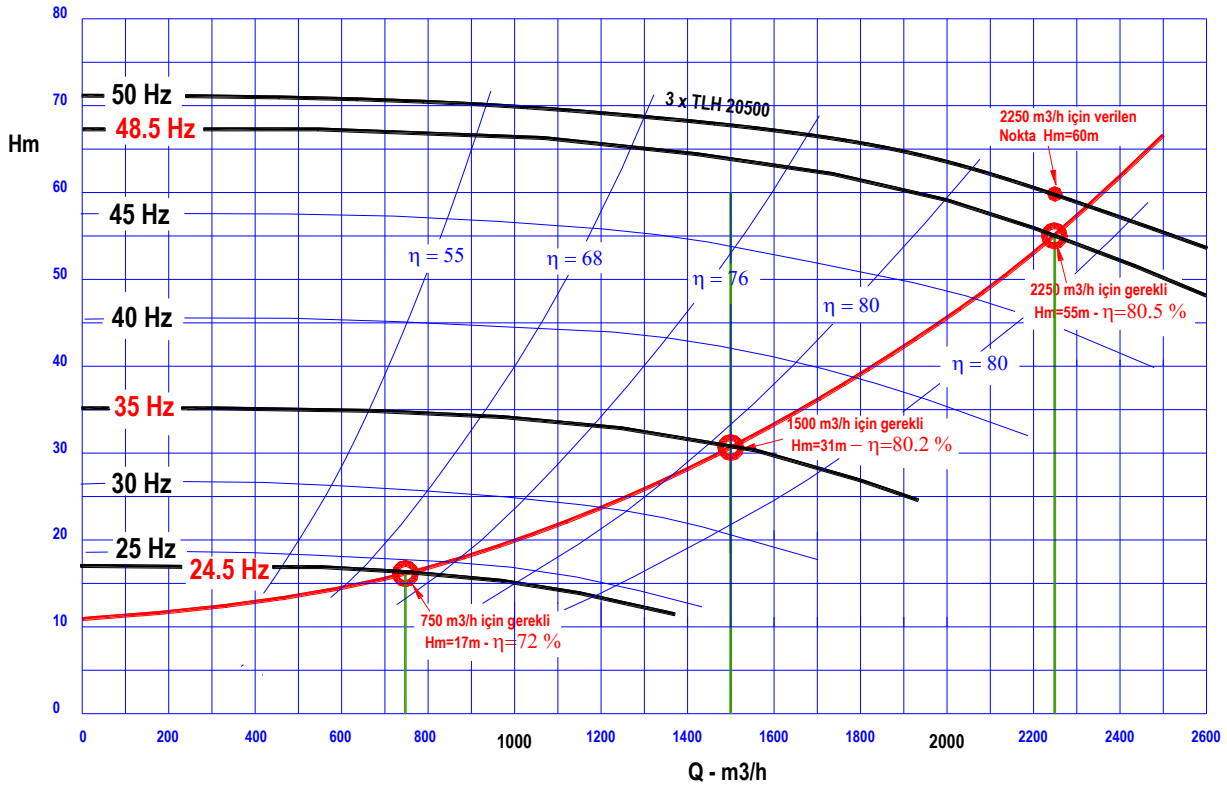
Boru sisteminin özellikleri ve sistemin birkaç yılda parça parça devreye alınacağı teklif alma aşamasında bildirilse çok uygun çözümler önerilebilirdi ve aşırı enerji kullanılması önleneyeceği gibi daha sağlıklı bir sistem kurulabilirdi. Görüldüğü gibi burada üç adet ark ocağı ve üç adet pompa olduğu halde bir tek boru sistemi kullanılmıştır.

Önerilebilecek bazı çözüm örnekleri:

a) Her pompa için ayrı boru sistemi yapılabilirdi. Bu durumda birbirinden bağımsız çalışan üç ayrı sistem gerekecek, pompalar çok daha küçük olacağı için motopomp maliyeti daha az, ancak üç ayrı boru sisteminden dolayı boru ve armatür maliyeti daha fazla olacaktı. Ancak enerji sarfıyatı seçilen sisteme göre çok daha az ve ömür boyu maliyet çok düşük olacaktı. Toplam motor gücü $3 \times 55 = 165$ kW.

b) Frekans dönüştürücü kullanarak, mevcut boru sistemi ile de çok ekonomik çözüm elde edilebilirdi. Mevcut sistem eğrisinde statik yükseklik bölümü sadece 12 m sistem kayıpları ise (debinin karesi ile değişen kayıplar) 48 m olduğuna göre bu sistem değişken frekansla çalışmaya çok uygundur. Bu çözümde daha büyük ($2250 \text{ m}^3/\text{h} - 60 \text{ m} - 500 \text{ kW}$) bir tek pompa kullanılabileceği gibi mevcut üç pompa paralel olarak da çalıştırılabilirdi. (Bu pompaların imal edildiği yıllarda frekans dönüştürücü bugünkü gibi yaygın değildi.)

Frekans dönüştürücü kullanılması halinde sistem performans eğrisi aşağıdaki gibi olacaktı:



Şekil 3

- a) $750 \text{ m}^3/\text{h} - 17 \text{ m}$ için frekans 24.5 Hz pompa verimi % 72 kullanılan toplam güç 48.2 kW
- b) $1500 \text{ m}^3/\text{h} - 31 \text{ m}$ için frekans 35 Hz pompa verimi % 80.2 kullanılan toplam güç 158 kW
- c) $2250 \text{ m}^3/\text{h} - 55 \text{ m}$ için frekans 48.5 Hz pompa verimi % 80.5 kullanılan toplam güç 419 kW

Bu örnek, çok sayıda ünite için tasarlanmış ve ünitelerin zaman aralıkları ile imal edilip devreye alınacağı uygulamalarda her ünite için ayrı tesisat yapılmasının uygun olacağını göstermektedir.

6 - POMPA KULLANIMI YÖNÜNDEN YANLIŞ ANCAK AMAÇ YÖNÜNDEN UYGUN BİR ÇÖZÜM

Müşteri bir başka çelik fabrikası; pompa müşteri tarafından katalogdan seçiliyor, pompa tipi dalgıç pıssu (kanalizasyon) pompası. Çelik fabrikasının işletme mühendisi bir hafta sonra pompayı, motorunun sargıları yanmış olarak geri getirdi. Pompa ile birlikte verilen ve kullanılmadığı takdirde firma garantisinin düşeceği ısrarla belirtilen “KORUMA RÖLESİ”nin (sargıları aşırı ısınma, aşırı akım ve su kaçağına karşı koruma) kullanılmadığı gördük, gelen mühendise konuyu anlatmaya başlarken, bizi çok şaşırtan şu cevabı aldık; “Ben pompadan çok memnunum, iki tane daha sipariş ediyorum, getirdiğim pompanın da ücret karşılığında tamir edilip en kısa zamanda teslimini rica ediyorum”.

Olayın nedenini merak ediyorduk, sorduk. Aldığımız cevap: “Metal ergitmek için ark ocakları kullanıyoruz. Ergimiş metali kalıplara döküyoruz. Ocak içinde kalan artıkları ocak önündeki çukura boşaltıyoruz. Bir sonraki şarj için

bu artıkları (cüruf) en kısa zamanda katılaştırıp oradan uzaklaştırmamız gerekiyor. Bunun için üzerine bol miktarda su döküyoruz. Cüruf katılıyor ancak su kaynama sıcaklığına geliyor. Bu suyun soğumasını beklersek çok zaman kaybediyoruz. Ark ocağı önündeki çukura sabit bir pompa sistemi yerleştirmek mümkün olmuyor. Sizden aldığım dalgıç pompaları bu iş için kullanıyorum. Pompayı kaynar durumdaki suyun içine atıyorum. Pompa motoru bu şartlar altında birkaç gün içinde yanıyor. Ben de bu pompayı yedeklemek istiyorum. Bu uygulama ile günde bir veya iki defa fazla yükleme yapabiliyorum. Bir pompanın bedeli bir fazla yüklemeye elde ettiğim katma değerın yüzde 3'ü kadar; kaldı ki pompa motoru en az 8-10 yükleme sonunda yanıyor. Özetle bu pompaların bu şekilde kullanılması firmanın çelik üretimini artırıyor.”

Buradaki AMAÇ pompanın sağlıklı çalışması değil, firmanın çelik üretiminin artmasıdır.

7 - ŞARTNAMEDEKİ AŞIRI SINIRLAMALARININ GETİRDİĞİ HATALI ÇÖZÜM

Dünya Bankası kredisi ve kontrolü ile gerçekleşen uluslararası bir pompa ve sistem ihalesinde olanlar:

Bir Afrika ülkesine yapılacak 2000 ünite sulama sistemi içeren ihale şartnamesinde pompalar için şu şartlar var: Pompanın debisi 70 m³/h; man. yükseklik 55 m; elektrik motoru tahrikli; senkron devir sayısı 1500 d/dak.; pompalar tek kademeli olacak; mekanik salmastra kullanılmayacak.

Bu şartlara uyan pompanın özgül hızı $N_{sq}=10$ veya $N_s=36.5$ olmaktadır. Bu kadar küçük özgül hızdaki bir pompanın verimi en fazla % 56 olabilmektedir. Pompaların 2.900 d/dak hızda yapılmasına izin verilse özgül hız iki katına çıkacak yani $N_{sq}=20$ ve $N_s=73$ olacak ve verim en az % 75'e ulaşacaktır. Bu durum ihaleyi yapan devlet kuruluşunun yöneticilerine anlatıldı. İhalede, pompa verimindeki her % 1 fazlalık için pompa başına 380 \$ prim vardı. Yani enerji tasarrufu ya da ömür boyu maliyet dikkate alınmıştı.

Bütün çabalara rağmen önerilerimiz dikkate alınmadı. Yüksek devirli pompaları alternatif olarak teklif ettik; bu teklifteki pompalar ve motor güçleri daha küçük olduğu için hem teklif fiyatı daha küçüktü, hem de verimler yüksek olduğu için ömür boyu maliyet çok daha azdı.

Alternatif teklif şartnameye aykırı olduğu gerekçesi ile reddedildi. Şartnameye tam uygun olan teklif ile ihaleyi aldık.

İmalat aşamasında yaptığımız temaslarda, pompaların kullanılacağı alanda ilgili devlet kuruluşunun teknik elemanları ile yaptığımız görüşmelerde “1450 d/dak hız tercihinin sebebi”ni öğrendik. Basılan su, bir miktar ince kum içeriyordu ve daha önce yapılan ihalede alınan 2.900 d/dak pompalar kısa zamanda kullanılamaz hale gelmişti. Önceki ihalede alınan pompalardan bir örneği incelediğimizde; önceki şartnamede devir sayısı sınırlamasının olmadığı, suyun kum içerdiğinin bildirilmediği, salmastra konusunda bir uyarının olmadığı ve pompaların tanınmış bir Amerikan firmasının üretimi olduğunu gördük ve öğrendik. Pompaların kısa rulman yataklı ve mekanik salmastranın su kaçırması halinde kaçan suyun doğrudan rulmana gideceği bir tasarımda olduğunu gördük. Kısacası pompalar, temiz su basacak ve arıza halinde yenisi satın alınacak şekilde, yani dayanıklı tüketim malı mantığı ile dizayn edilmişti.

Bizim imal ettiğimiz pompalar devreye alındıktan sonra bir gerçeği daha öğrendik: Önceki ihalede satın alınan pompalar için 18.5 kW motorlar kullanılmıştı. Dört ünite için kullanılacak trafolar da başka bir ihale ile 100 KVA olarak satın alınmıştı. Bu ihale için de aynı güçte trafolar satın alındığını ancak yeni ihalede kullanılan motorların 25 kW (bu motorlar özel olarak imal ettirildi) olması yüzünden 100 KVA trafonun dört pompa için yetersiz kaldığı ve yeni bir ihale ile 500 adet 125 KVA trafo satın alındığı öğrenildi.

Örnekleri çoğaltmak mümkün, sonuç olarak konuyu özetlersek: Pompa satınalma, ticari bir işlemdir. Ticari bir işlemin temel AMACI, kar etmek veya en ucuz olanı satın almaktır. Satın alınacak pompanın özelliklerine bu dar açıdan bakılmış ise sonraki aşamalarda pompadan beklenen görevin tam gerçekleşmediği ve ömür boyu maliyetin çok yükseldiği görülecektir. Pompa seçiminde fiyat, ana AMAÇ olmamalıdır. Ana AMAÇ sistemin uzun süre sağlıklı ve gerektiği şekilde çalışması ve ömür boyu maliyetin az olmasıdır.

Bu AMACA uygun pompanın doğru seçilebilmesi için; Pompa seçiminde AMAÇ-GEREÇ ve ORTAM değerleri pompayı seçen kişi tarafından tam ve doğru olarak bilinmelidir, aksi halde, seçilen pompanın, yani ARACIN, varılacak hedefi yani AMACI gerçekleştirme her zaman sağlanamaz. Pompayı seçen kişinin seçtiği ARACIN tüm özelliklerini çok iyi bilmesi de mutlaka gereklidir.

SUMMARY

What Shall We Do To Select The Right Pump?

There are two sides in a pump selection process as Manufacturer and End user. Pump sales is a commercial event that is realized after the agreement of these two sides for every respect. Agreement on every respect is not limited with the prices, delivery term and the technical specifications of the selected pump.

Usually the end user (buyer) asks for pump capacity-manometric head and the manufacturer (seller) offers the pump complying with the required specifications and sales is realized if they come to an agreement on the price.

This easy process is carried out in a regular purchasing process of a pump as summarized above. Mostly, the end user and the manufacturer do not come face to face during purchasing process. There is a contractor or subcontractor at the end user side who sets up the relation and an agent or distributor at the manufacturer side.

Means, the end user of the pump and the manufacturer come face to face in very rare conditions.

So, pump selection is mostly made wrong. But, the penalty of the wrong selection process comes out after the system is commissioned (sometimes after a few time operation).

After this stage, to find a solution to the problem is very difficult or sometimes even not possible.

Which way should be followed to select the right pump? or which specifications should the right pump have.

In any process (system, event, action, operation even life), there are totally 4 main components:

- 1- AIM: (Target to be reached, work to finished etc..)*
- 2- TOOL: (Main element used for reaching the aim)*
- 3- EQUIPMENT: (Secondary elements for this process)*
- 4- ENVIRONMENT: (Factors which are out of the event but effects it at the same time)*

For example:

Let's select the VEHICLE (general meaning). As well known, vehicles are assorted depending on your AIM.

Some AIMS for the vehicles.

To win the Formula 1 (F1) race

Carrying person at high speed and comfortably.

Carrying cargo

Carrying heavy cargo

Carrying long cargo

Carrying plenty of people..and hundreds more of aims shall be counted.

We have to select and use a TOOL which is suitable for our AIM. It's not possible to win the F1 race with a standart car.

EQUIPMENT: Secondary elements required to reach the AIM with the selected TOOL. A suitable racing track is required for arrangement of an F1 race.

ENVIRONMENT: If there is heavy rain or wind at the day of F1 race, necessary precautions should be taken as these conditions effect the race performance.

To reach the aim, other three elements must be properly selected or settled out.

Let's practice it for a PUMPING PROCESS in accordance with our subject.

- 1- AIM: To realize the foresighted Pumping Process*
- 2- TOOL: Pump which will be selected*
- 3- EQUIPMENT: Installation*
- 4- ENVIRONMENT: Pumped fluid and other environmental conditions*

So, in order to select the right TOOL (Pump);

- 1- All the details of the Pumping process (AIM)*
- 2- All the details of the existing or planned installation system (EQUIPMENT)*
- 3- All the details of the pumped fluid and the environmental conditions that the pump will be operated (ENVIRONMENT) must be known.*

In case of not having the complete and right information about all the above, the selected pump shall be wrong.

Means, we can no reach our AIM with the selected TOOL.

Pump Selection topic is being explained by this point of view in the communique and supported by experinced examples which came out due to lack of technical information.

POMPALI TESİSLERDE SİSTEM YAKLAŞIMI VE STANDARTLAŞTIRMA ÇALIŞMALARI

Cahit ÖZGÜR

İstanbul Teknik Üniversitesi

Begüm TÜYSÜZ

Alarko-Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş.

ÖZET

Gerek fosil enerji kaynaklarının bitiş sinyali vermesi ve gerekse küresel ısınma nedeniyle meydana gelen olumsuzluklar, enerji ekonomisi ve verimliliğini dünyanın aktüel sorunu haline getirmiştir. Pompalı tesislerde enerji maliyetinin ömür boyu maliyetin % 80'i mertebesinde oluşu ve buna paralel olarak pompalı tesislerde yapılacak iyileştirmeler ile burada harcanan enerjinin % 30'unun geri kazanımının mümkün görünmesi, bu sektörde konunun önemini daha da artırmaktadır. Bu bakımdan 2007 yılından itibaren sistem optimizasyonu çalışmaları dünya çapında hız kazanmıştır.

POMSAD'ın da üyesi bulunduğu EUROPUMP, Teknik Komitesi aracılığı ile "Sistem Yaklaşımı" adı altında bir çalışma grubu kurmuş ve bu amaçla bir hayli yol almıştır. Grubun çalışmalarına paralel olarak bu bildiride, Çin Standart'ı GBT 2006, UK "Better Pumping Practices" projesi ve ABD "Pump Systems Matter" organizasyonunun faaliyetleri ve ürünleri ele alınmıştır. Yapılan çalışmalar üç kategoride toplanabilir. Birincisi sistem yaklaşımının önemini belirtecek ve sistem optimizasyonu bilincini ve duyarlılığını geliştirecek eğitim ve yayın faaliyetleri; İkincisi, sertifikasyon, akreditasyon, gözetim ve etiketleme gibi verimliliğin takip ve teşvikini sağlayacak mekanizmalar kurulması; üçüncüsü de tedbirleri standartlarla takviye etmek ve daha önemlisi verimliliği kabul edilebilir sistemler için somut koşullar içeren standartlar geliştirmektir. Bu alanlarda yapılan çeşitli atılımlar ele alınmıştır.

1. GİRİŞ

Pompalarda harcanan enerji, toplam elektrik enerjisi tüketiminin önemli bir yüzdesini tuttuğu gerçeğine ek olarak, bu enerjinin yüzde 30'unun enerji ekonomisi gayretleri ile geri kazanımının mümkün olacağına dair ciddi deliller mevcuttur. Bu konuda tüm dünyada çeşitli olumlu atılımlar yapılmaktadır.

Avrupa Pompa Üreticiler Birliği Europump'un üyesi olduğu POMSAD, bu gayretlere katılarak üç önemli dokümanı¹ tercüme edip yayınlamış ve üyelerinin ve sektördeki ilgili elemanların yararına sunmuştur. Hiç kuşkusuz bu dokümanlar konstrüktör, projeci ve kullanıcılara çok faydalı tavsiyeler içermekte olup, yol gösterici mahiyette hazırlanmıştır. Ancak bunların hiçbir bağlayıcı yanı yoktur. Bunun için bunlara ek olarak bazı standartlar ya da direktiflerin geliştirilmesi gündeme gelmiştir. Bu bildiri çerçevesinde bu çalışmalar ele alınacaktır.

2. SİSTEM YAKLAŞIMI

Bir pompa tesisi sistem olarak tanımlandığında, "içinden su ya da benzer sıvının geçtiği tüm elemanlar ile pompa tahrik organı ve bunu kontrol eden mekanizmayı" içerir. Başka bir deyişle sistem;

a. Pompa,

b. Pompa dışında içinden su geçen boru, vana, fittings, süzgeç ve benzeri elemanlar,

c. Tahrik organı ve kumanda mekanizması

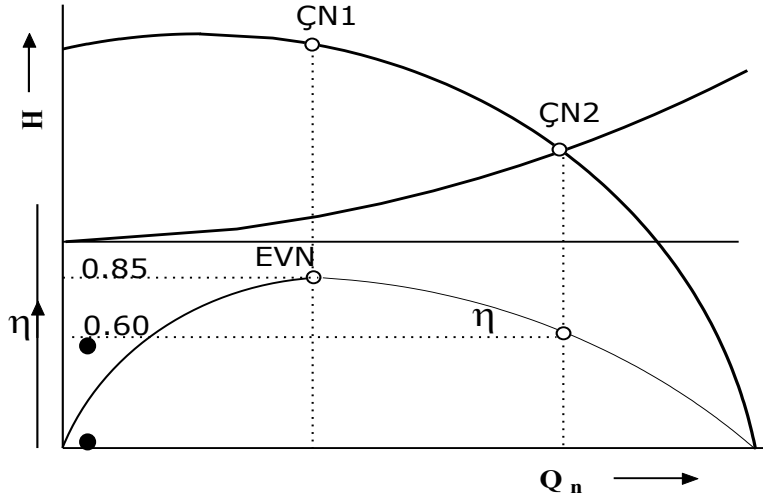
şeklinde üç grubu kapsar.

Tüm sistemin verimli çalıştırılabilmesi, yani tesisin istenen pompalamayı en az enerji ile başarabilmesi için, bu elemanların doğru seçimi ve birbiri ile uyumlu olarak yüksek verimde çalıştırılabilmesi önemlidir. Buna ek olarak, işletmenin programı icabı, değişken şartlarda çalışması gereken tesislerde, sistem sabit debi ya da seviye şartlarına göre en iyi projelendirilmiş ve seçilmiş elemanlarla donatılmış olsa dahi değişken şartlara uygunluk göstermeyebilir.

¹ "Pompalarda Ömür Boyu maliyet", "Değişken Hızlı pompalama", "Sistem Verimi"

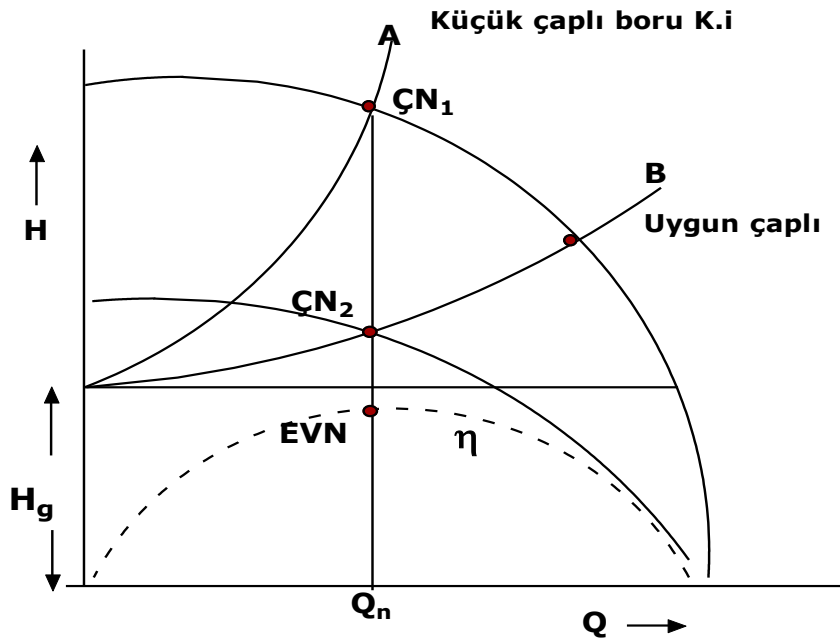
Sistem yaklaşımı, “pompalama sistemlerinde pompaların verimini yükselterek enerji tasarrufu elde etmek yerine, pompaların seçimleri ve kullanım tarzlarını iyileştirerek enerji tasarrufu sağlamak” olarak tanımlanıyor.

Ürün yaklaşımı ile sistem yaklaşımı arasındaki farkı basit bir örnekle görmek istersek, yüksekteki bir depoya bir sevk borusu yardımı ile su basan bir sistemi göz önüne alalım.



Şekil 1

Burada pompa en verimli noktasında (ÇN1) çalışması halinde % 85 gibi bir verim sağlamasına karşın sistemdeki çalışma noktasında (yani ÇN2 'de) ancak % 60 verim verebilmektedir. Başka bir deyişle, sistemin verimi düşüktür. Burada pompanın tesise uygun seçilmemesinden doğan bir sistem verimi düşüklüğü söz konusudur.



Şekil 2

Diğer bir örnek, basma boru çapının çok küçük alınmasıdır. Bu takdirde pompamız uygun seçilse ve en verimli çalışma noktasında çalışsa da, aşırı boru kayıplarını karşılayacak kadar büyük manometrik yükseklikte bir pompa kullanacağımızdan gereksiz yere fazla enerji harcarız. Başka bir deyişle, pompada enerji dönüşümü yüksek verimle gerçekleştiği halde, istediğimiz işlemi, yani H yüksekliğine Q debisinin pompalanma işlemi gereği kadar küçük bir enerji kullanımı ile gerçekleştirememiş oluruz.

Bir tesiste sistem verimliliğinin düşük olmasının nedenleri aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Kötü projelendirilme,
- Pompanın sisteme uygun olmaması,
- Aşırı boyutlandırma,
- Pompanın kendi veriminin düşük olması.

Tüm sistemin optimum verimle çalışması için bu organların seçimi ve bir biriyle uyum içinde yüksek verimde çalışması gerekir. Buna ek olarak yukarıda belirtildiği gibi değişken şartlarda çalıştırılması gereken tesislerde sabit çalışma durumuna göre en iyi şekilde projelendirilmiş ve seçilmiş tesis uygun olamayan bir tablo sergileyebilir. Bu bakımdan bir optimizasyon çalışması yapılması gereklidir.

3. ELDE EDİLEBİLECEK POTANSİYEL FAYDA

Büyük miktarda enerji harcayan ülkelerin toplam enerji tüketimleri ile pompalarda harcanan elektrik tüketim istatistiklerine bir göz atalım:

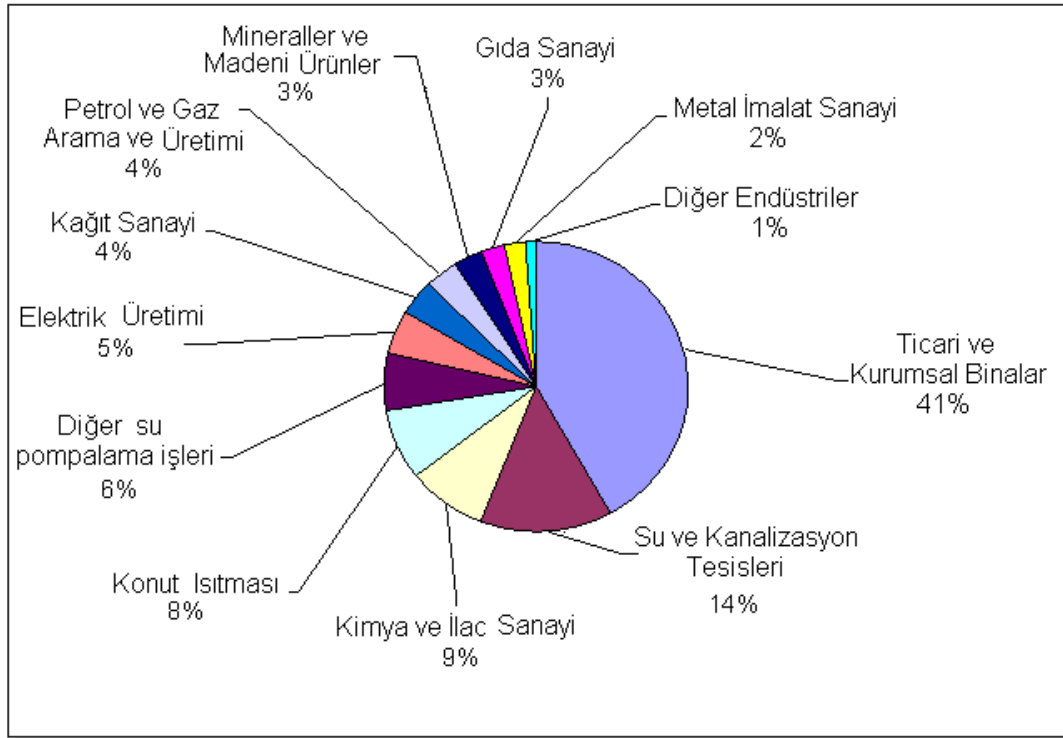
Tablo 1 - 2010 Yılı İçin Yaklaşık Elektrik Enerjisi Tüketim Tahmini

Bölge	Toplam TWh/yıl	Pompalar TWh/yıl	Toplam içinde Pompa %
İngiltere	362	49	13,5
Avrupa	2800	308	11
ABD	4055	405	10
Çin	1856	148	8
Diğer	7285	190	3
Dünya toplam	16358	1100	6,7

İngiltere’de toplam yıllık elektrik tüketimi 362 TWh iken, elektrik motorlarında harcanan miktar 141 TWh /yıl olmakta ve bunun pompalarda harcanan kısmı 48 TWh/yıl değerini bulmaktadır. Bu ise tüm motorlarda harcanan miktarın % 34’üne, elektrik enerji tüketiminin % 13’üne karşı gelmektedir.

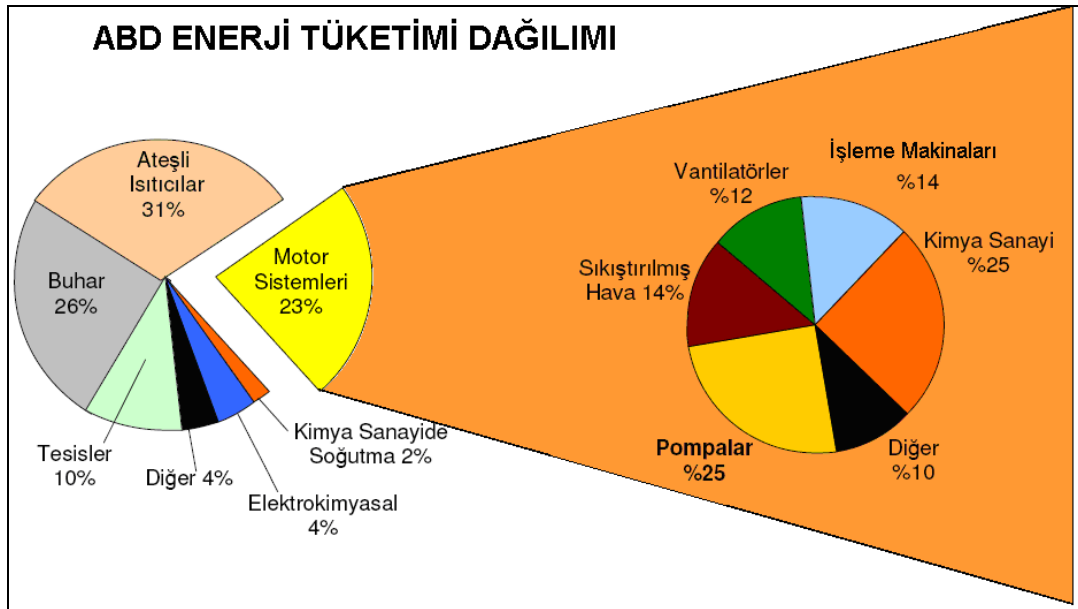
Pompa verimlerinin artırılması sonucu elde edilecek enerji tasarrufunun % 4 mertebesinde olması tahmin edilirken, sistem verimi tedbirleri ile elde edilecek kazancın % 37 mertebesinde olacağı iddia edilmektedir.

Diğer ilginç bir istatistik değer, sektörlerle göre enerji tüketiminin dağıtılmasında görülmektedir. Dikkat edilirse, ticari ve kurumsal binalarla konutların toplamını kapsayan tüm binalarda pompalar yolu ile harcanan enerji, tüm pompalama tüketimin % 49’una erişmektedir.



Şekil 3

Birleşik devletlerdeki duruma göz atmak için aşağıdaki grafiğe bakmak yeterlidir. Görüldüğü gibi motorlu sistemde harcanan enerji tüm ısı ve güç tüm tüketimin % 23'ünü oluşturmaktadır. Bu miktarın % 25'i pompa motorlarında harcanmaktadır. Toplam olarak pompalı sistemler endüstriyel tüketimde % 6 civarında yer tutmaktadır. Bu miktar İngiltere'deki değerlerden hissedilir derecede küçüktür.



Şekil 4

4. MEVCUT PROJE VE OLUŞUMLAR

Son yıllarda dünyanın değişik ülkelerinde, sistem yaklaşımını tanıtan ve önemini vurgulayan uyarıcı yayınlar ya da sistem yaklaşımında yararlanılabilecek yol gösterici kılavuz ve kitaplar yayınlanmıştır. Buna paralel olarak, konu ile ilgili standart, direktif ve benzeri kuralların hazırlama çalışmaları dahil İngiltere'de, Kuzey Amerika'da ve Avrupa'da değişik atılımlar mevcuttur.

Bu konuda önde gelen projelere ve ürünler şunlardır:

- Çin Halk Cumhuriyeti “Ulusal Pompa ve Kompresör” standardı GB/T 13466- 2006.
- UK “Better Pumping Practices” - BPMA tarafından yürütülen bir projedir. Bu proje çerçevesinde: “BPMA 08-3 Draft Standard for Pump System Verification” hazırlanmıştır.
- ABD “Pump Systems Matter” Organizasyonu geniş kapsamlı bir proje yürütmektedir.
- Almanya “Energie Effizienz” programı.
- 4.5 Europump “sistem yaklaşımı” çalışma grubu çalışmaları.

4.1. Çin Halk Cumhuriyeti Standardı

Burada sistem yaklaşımı ile ilgili şu üç ana şart yer almaktadır:

1. Normal çalışma şartlarında, pompanın sistemdeki çalışma noktasındaki veriminin pompanın ayrı eleman olarak ölçülmüş nominal verimine oranı 0,80'den küçük olmamalıdır.
2. İşletme şartlarının değişmesi durumunda, yukarıdaki verim oranı, kaydedilen zaman aralığında, 0.85'in üzerinde kalırsa sistem ekonomiktir. Bu değerin 0.85-0.70 arası izin verilebilir seviye kabul edilir. Oran 0,70'ten küçükse sistem ekonomik değildir.
3. Eğer debinin değişim aralığı % 20'nin üzerinde ise ve yıllık çalışma süresi 4000'in üzerinde ise hiçbir debi ayarı için bypass ya da kısma vanasına izin verilmez.

Ayrıca bu standartta tesisteki yük kayıplarını düşük tutacak bazı tedbirlere yer verilmiş ve emme borusu ile basma borusu su hızları için karşılıklı olarak 2 m/sn ve 3 m/sn değerleri tavsiye edilmiştir.

4.2. Better Pumping Practices

İngiltere’de “İngiliz Pompa İmalatçıları Derneği BPMA” tarafından yürütülen bu projenin başlangıç logosu: “Pompa kullanıcısının satın alma ve işletme alışkanlıklarını enerji tüketimini azaltmak yönünde değiştirmek” olup, projenin ana hatları ve stratejisi aşağıda belirtilen 6 noktada odaklanmıştır.

1. Amaca uygun standart ve rehberlerin geliştirilmesi, örneğin:
 - Teklif dosyası hazırlama standardı (ömür boyu işletim süreci bilgileri belirli formatta verilecek).
 - Satın alma standardı (tedarikçiye verilecek bilgilerin normlaştırılması).
 - Yerde test standardı.
 - İzleme (gözetim) işlemi rehberi.
 - Pompa sertifikasyon standardı (pompa performansının güvenilirliğinin ve garantinin sağlanması için bir sertifikasyon sisteminin geliştirilmesinin gerekliliğine inanılıyor).
 - Pompa performansı sınıflandırılması ve etiketlendirme (sistem tiplerine göre).
 - Yapı yönetmeliklerine pompalar için uygun maddeler koydurmak.
2. Pompa seçimi ve sistem gözetimine yardımcı olacak araçlar geliştirmek (yazılım, arıza bulma, ölçme düzenleri gibi).
3. Pompa imalatçı ve satıcılarının eğitimleri için kurslar açmak ve akreditasyon.
4. Pompaj tesislerinin sertifikasyonu ve gözetiminin geliştirilmesi ve gereğinde bunun üstlenilmesi (3 yılda bir dışarı denetim).
5. Tedarik zincirindeki imalatçı, satıcı, projeci, yüklenici ve kullanıcıda sistem verimi bilinç ve duyarlılığının geliştirilmesi için adı geçen programın pazarlanması ve propagandasının yapılması (kurs programlarının diğer önemli dallara yaygınlaştırılması)
6. Pompa kullanıcılarına yönelik hazırlanmış kursların verilmesi.

Bu programın stratejisinde göze çarpan en önemli taraf, tedarikçilerin pompa seçimi kurulması ve tesis sonrası gözetiminde akredite edilmesidir. Akredite edilenler ilgili logoyu kullanabilmeleri öngörülmüştür.

4.3. “Pump Systems Mater (PSM)” Organizasyonu

PSM, Kuzey Amerika’da kurulmuş, pompa tesislerinde enerji ekonomisi yollarını etüd eden ve enerji verimi yönetimi ve en uygun tadilatların yapılması hususlarında kullanıcılara, su idarelerine, mühendislik bürolarına ve danışmanlara destek veren stratejik geniş tabanlı bir organizasyondur.

Esas strateji;

- Tedarik zincirinin her kademesinde duyarlılık ve bilinç yaratmak.
- Personel, araç, ürün, markalı pazarlama ve benzerleri açısından sektörün sistem optimizasyonu çözümleri bulma kapasitesini artırmasına yardımcı olmak.

- Eğitimin stratejik olarak desteklenmesi ve kullanıcıların sistem optimizasyon hizmetlerini benimsemeleri hususunda dürtü yaratılması için enerji üreticileri, ticari birlikler ve diğer organizasyonlarla işbirliği yapmak.

Bu organizasyonun 2007- 2008 hedefleri ve yapılanlar:

- Operasyonları yürütecek fonların temini için sponsorlar bulunması (37 HI üyesi ve 6 Su İdaresi).
- Çok geniş çaplı bir eğitim ve öğretim planlaması yapılmış (sınıf bazından web bazına kadar) ve kurslara başlanmıştır.
- Pompa sistemleri değerlendirme dokümanının hazırlanması.
- Sistem optimizasyon rehberi hazırlanmıştır.
- Sertifikasyon programında uzun vadeli hedef saptanması.
- Duyarlılığın artırılması ve bilincin geliştirilmesinde yardımcı olarak çeşitli dergilerde makaleler yayınlanmıştır.
- Ürün ve hizmetlerin geliştirilmesi için finans kaynağı temin edecek yatırımcılar bulunması (kurumsal ödüller, vakıflar, su idareleri, kar gütmeyen sivil kuruluşlar, ticari dernekler).

PSM'in genel tutumu üzerinde birkaç not:

- Global olarak iş gören firmaların enerji verimliliği ve pompa sistem verimliliği optimizasyonu hakkında dünya çapında stratejileri olmalıdır.
- Ürün etiketleme PSM planında yoktur.
- Kısıtlı bütçe ve personel ile yarışa katılma yerine, ortak çalışmak gerekliliği vurgulanıyor.
- PSM Kuzey Amerika'da kar gütmeyen bir organizasyon olarak kurulmuş olmasına rağmen, sistem optimizasyonunda bir taban teşkil ediyor. Halen HI ile ortak çalışmaları var, isteyen ulusal birlikler buna katılabilir.

4.4. Energie Effizienz Programı

Almanya'da başlatılan bu girişim, mevcut bir tesisin iyileştirilmesinde alınacak tedbirleri üç kademeli bir program ile ele almayı öngörmekte olup henüz efektif bir sonuç almış değildir.

4.5. Sistem Yaklaşımı Çalışma Grubu

Grup, sistem yaklaşımını her kademede benimsetmek ve efektif olarak sonuçta enerji tüketimini azaltmak için birbirine paralel olarak iki yolun izlenebileceğini tespit etmiştir:

1. İlgili otoriteler dahil, projeci, uygulayıcı, tedarikçi ve kullanıcıların sistem verimi bilinçlerini artırmak ve bunları isteğe bağlı hareketlerinde sistem verimi hususunda olumlu yolda yönlendirmek.
2. İleride yönetmelik, esas, direktif ve standartlara geçecek ve icabında zorunlu hale gelecek fikir ve kuralları somutlaştırmak.

Bu yollardan ikincisinin daha efektif olacağı kanısı ile grup, bu öncelikle çalışmalarını sürdürmektedir.

4.5.1. Çalışma Grubunun amaçladığı noktalar:

- Yukarıda adı geçen oluşumların yaptığı çalışmalar ile bunların dokümanlarından yararlanılarak hazırlanmış, uygulanabilen bir **sistem standardı** geliştirmek.
- Kullanıcıları verimli ekipmanlar almaya ve uygun ekipmanı seçmeye zorlamak.
- Avrupa pompa endüstrisinin enerji ekonomisine duyarlı bir kuruluş olduğunu göstermek.
- Uygun olmayan kuralların ve yönetmeliklerin konmasını engellemek.
- Çevre zararına olan enerji tüketimini azaltmak.

4.5.2. Amaca giden yolların tartışmasında gündeme gelen noktalar şunlardır:

- Eğitim, konferans ve yayınlarla sistem yaklaşımı şuurunun geliştirilmesi ve verimlilik duyarlılığının teşvik edilmesi.
- Daha iyi sistem tasarımı.
- Yerde uygun kontrol ve değerlendirme.
- Çalışmakta olan tesislerin üç yılda bir kontrole tabi tutulması.
- İnceleme ve testlerin nasıl yapılacağının tespiti.
- Verimli olmayan pompaların devreden çıkarılması.
- Verimli çalışma hususunda tesislere sertifika ve onay verme.
- Sistemin bizzat kullanıcı tarafından da sürekli olarak izlenmesi.
- Sistemin etiketlenilmesi.
- Pompaj sistemi gözetim kuruluşları ve akreditasyon.
- Mevcut karbon ticareti mekanizmasının kullanılması.

4.5.3. Standartlarda zorunlu olması düşünülen hususlar

- Sistem kapalı çevrim şeklinde ise ve yıllık çalışma süresi >3000 saat ise değişken hızlı pompa kullanılmalıdır.
- Pompanın çalışma noktası % 30'dan fazla değişim gösteriyorsa ve yıllık çalışma süresi >3000 saat ise bypass ayarı ve ayar vanası kullanılamaz. Ayrıca yüksek verimli motorlar kullanılmalıdır.
- İşletmedeki çalışma veriminin nominal verime oranı, verim oranı olarak atlandırırsa, bu R oranı % 70'ten veya tercihen % 80'den büyük olmalıdır.
- Pompalar EuP standartlarına uygun olmalıdır.
- Her üç yılda bir dış gözlemci raporu düzenlenmelidir.
- ÖBM hesabı yapılmış olmalıdır.
- Borudaki su hızı sınırlandırılacaktır.
- Tesislerin belirli bir ölçeğe göre (örneğin basılan birim başına harcanan güce göre) sınıflandırılması yapılacaktır.
- Pompa gelecekte artacak ihtiyaca göre büyük seçilmiş ise bu arada bypass ile kontrol edilmemelidir.
- Birden fazla pompa bulunması halinde bunlar en az enerji harcayacak şekilde kontrol edilmelidir.

5. “BETTER PUMPING PRACTICES” PROJESİ ÇERÇEVESİNDE HAZIRLANMIŞ OLAN STANDART TASLAĞI

Bu taslak, İngiliz Pompa İmalatçıları Birliği BPMA adına hazırlanmış olup, “BPMA 08-3 Sektörlere göre pompaj sistemlerin durumlarının tespiti ve kurulu tesislerde sistem veriminin değerlendirilmesine yönelik metotlar” ismini taşımaktadır.

5.1. Taslağın Ana Hatları

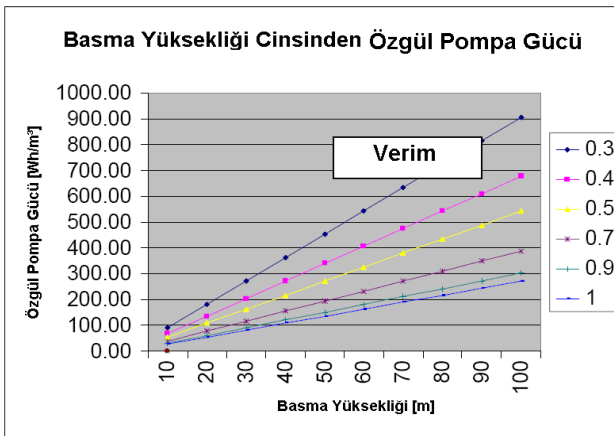
Pompaj tesisleri şekil ve fonksiyon bakımından çok çeşitlilik gösterdiği için verimliliğin tahkiki için öncelikle; i) Sistemin kendi amacını karşılayıp karşılamadığı, ii) Sistemin güvenilir olup olmadığı, iii) Sistemin veriminin benzer sistemlerin “en iyi sınıf kategorisine” yakın çalışıp çalışmadığı denetlenir.

Dokümanda Ek B’de sözü edilen metotla en iyi sınıf kategorisi tespit edilir. Bunun için Amerika’da Enerji Bakanlığı tarafından hazırlanmış olan PSAT isimli yazılımı kullanılabilir. Bu son durum için endüstri ve pazar içinde benzer tesislerin etüt edilerek her özel tip için “kıyas noktaları” (benchmark)” tespit edilmesi gerekir. Kıyas noktaları cetvellerinin hazırlanmasının çok zaman alacağı açıktır. Bunun için bu standartta yalnız şu sektörler göz önüne alınmış, bunların özellikleri etüt edilerek ekonomi yapılabilecek hususlara değinilmiştir:

- Ticari ve kamusal binalar,
- Su getirme ve dağıtım tesisleri,
- Kimyasal proses tesisleri,
- Diğer endüstriyel tesisler.

Burada ilk olarak BPMA 08-2 standardına göre pompa yerinde test edilir. Tesisdeki çalışma noktası EVN’den uzaklık kayda değer değil ise yeni bir önleme gerek yoktur. Aksine bu iki nokta birbirinden çok uzaksa önlem alınır. Mukayese ölçeğine gelince; bunun için *Özgül Pompa Gücü* adı altında bir büyüklük tanımlanmıştır:

$$SPP = \text{ÖPG} = \frac{\text{Giriş Gücü}}{\text{Debi}} = \frac{KW}{m^3/s} \approx \frac{Wh}{m^3}$$



Şekil 5

Bu değer, birim hacmin pompalanması için harcanan enerjiye karşı gelir (örneğin bir katsayı farkı ile m³ başına Wh). Aynı geometrik yükseklikte çalışan tek hatlı iki sistemin karşılaştırılmasında bunun iyi bir gösterge olduğu düşünülebilir. Ancak geometrik yüksekliklerin ve tesislerin diğer ek özelliklerinin farklı olması halinde yalnızca bu katsayıyı mukayese ölçeği olarak almak doğru olmaz.

Manometrik yükseklikleri göz önüne almak için ÖPG'nin eşit verim halinde H basma yüksekliği ile orantılı olarak değiştiğini düşünmek yeterlidir. Yandaki, diyagram çeşitli sabit verimler için basma yüksekliğine karşı gelen ÖPG değerlerini bulmak için kullanılabilir.

5.2. Tavsiye ve Tedbirler

- Periyodik denetim yapılmalı.
- Bakım masrafları gözlenmeli. (Yüksek bakım masrafları çalışma noktasının uygun olmadığını gösterebilir.)
- Özgül pompa gücünün değişimi izlenmeli.
- Sertifikasyon için gerekli dokümanlar hazırlanıp ilgili otoriteye verilmeli.

5.3. Sistem İçin Somut Kurallar

Çin normundaki iki nokta adapte edilmiştir. Ancak buna % 20'nin üzerindeki değişikliklerde 4000 saat çalışma halinde kısma vanası ve bypass kullanılamayacağı ilavesi getirilmiştir.

Ayrıca boru çapının küçük seçilmesinden doğacak ekstra kayıpları önlenmesi için basma borusundaki hızın 1,5-2 m/sn, emme borusundaki hızın ise 0,75 - 1,25 m/sn olması tavsiye edilmiştir.

6. ÇALIŞMA GRUBUNUN ÜZERİNDE ÇALIŞTIĞI STANDART TASLAĞI:

Standardın ismi: “Rotodimamik Pompalı Tesislerde Verimli Sistem Tasarımı ve Denetim”

Çalışma grubu, Çin standardı (GB/T 13466-2006) ile İngiltere de “Better Pumping Practices” projesi çerçevesinde hazırlanan BPMA -08 “Kurulu tesislerde sistem verimliliğinin değerlendirilmesine yönelik metotlar” isimli standart taslağının birleştirilme kararı vermesi üzerine hazırlanmakta olan bir taslaktır. Her iki doküman rasyonel şekilde ele alınıp çalışılmaya başlamıştır.

Ancak çalışma grubu, Temmuz 2008 toplantısında önceliği değiştirerek; sistem tasarımı standardından önce, zorunlu uygulamaya konacak bir “sistem belirlenmesi” standardı üzerinde durmaya karar vermiştir.

7. SONUÇ

Pompalarda harcanan elektrik enerjisinin önemi ve burada yapılacak tasarrufun miktarı gün geçtikçe pompa tedarik zincirinin her kademesinde tanınmaktadır. Pompa imalatçı dernekleri ve sivil toplum kuruluşları bu gerçeği yaymak ve alınacak tedbirleri ortaya koymak için çaba göstermektedir. Pompaj tesislerinde verimliliğin sağlanması için bu konudaki duyarlılığın artırılması yanında en efektif önlem, konu ile ilgili standart, direktif ve benzeri kurallar koymaktır. Ancak tesislerin çeşitliliği sorunun çözümünü zorlaştırmaktadır. Özellikle tesislerin sınıflandırılması ve bunlara ait verim değerlerinin derecelendirilmesi uzun zaman alacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Minutes of meetings of Europump System Approach Working Group and their appendices (Nov. 29th 2007 and March 13th, April 30th, July 1th 2008)
- [2] Five documents of the Presentations to Europump Annual Meeting 14-17 May Lucerne /İsviçre
- [3] National Standard of the Peoples Republic of China GB/T 13466-2006
- [4] Draft Standard BPMA – 08-3

SUMMARY

Standardization Efforts on System Approach

As the energy demand increasing with accelerating pace and the global warming together with air pollution affecting our quality of life the responsible people in all sectors of industry are looking for the means to reduce energy consumption and use it as efficient as possible. Considering the fact that, energy spent in pumping motors accounts for 25 % of the energy used in all electric motors, any improvement in pump system efficiency would produce substantial benefit on energy saving. It is claimed that by taking proper measures, a saving amounting to 30-33 % can be obtained. System approach is related to changing the habits of users in the way they purchase and operate pumps.

Actually there exist four important initiatives dealing with system efficiency, namely;

- 1. Chinese “Pumps and Compressors Standard” GB/T 134 466 – 2006*
- 2. UK “Better Pump Practices” Project*
- 3. USA “Pump Systems Matter” organization*
- 4. EUROPUMP System approach working group*

-Chinese Standard sets a limit on the deviation from the rated flow for the flow in system operation by based on the pump efficiency drop in the system.

*-Key elements of **Better Pump Practices Project** which is carried out by BPMA can be summarized as:*

- *Development of standards and guides. For example (purchasing , site testing, auditing)*
- *Training and accreditation of pump suppliers to select, install and audit pump systems*
- *Development and delivery of pump system auditory services*
- *Raising the awareness of users and the elements of supply chain on energy saving training and other tools.*

To evaluate system efficiency by comparison with benchmark data for similar systems a coefficient of energy should be used. For that purpose, a measure under the name of “Specific pump power”, SPP in short, is being recommended. SPP is the input power of the motor in relation to nominal flow rate, which corresponds to energy absorbed per unit volume pumped (in Wh/ m³).

The Following requirements as strict mandatory conditions are in the draft system standard some of which are already mentioned in the Chinese pump standard that is in force.

- *At normal condition pumps operating efficiency should not be less than 80% of its rated best efficiency*
- *The pump should operate between 75-110 % of BEP flow at that speed.*
- *If the flow rate changing range exceeds 20 % and operation hours exceeds 4000 hours, by pass or throttling control are not permissible*

*-As to the **Pump Systems Matter** organization's strategy this Approach is primarily through building awareness, training and education. PSM has developed a large scale program on education; organized various Energy Forums. Its 2007-2008 goals includes,*

- *Grow sponsorship to fund operations among utilities, NGO's and trade associations*
- *Increase utilization of PSM education program to support end users, utilities and NGO's in the way of pump system optimization.*

PSM has no interest in labeling the products.

*PSM has recently published with HI a guide to improve Energy Efficiency, Reliability and Profitability. Efforts are currently underway to develop an ANSI System Assessment Standard, long term goal being ANSI-ISO standard. Among other measures to optimize the system efficiency continuous auditing, periodic inspection, certification of the system and accreditation of the supplier is done. Considering the variety of installations and their characteristics it is very difficult to create a standard of system design, **System Approach Working Group** has decided to work on the preparation of system assessment standard to be mandated.*

DÜNYADA VE TÜRKİYE’DE ARTAN SU SORUNLARI VE ÇÖZÜM ÖNERİLERİ

Dursun YILDIZ
Ada Mühendislik Ltd. Şti.

ÖZET

Tatlı su, dünya yüzeyinde eşitsiz bir şekilde dağılmış, sınırlı ve tükenebilir bir doğal kaynaktır. Hidrolojik devir özelliğinden dolayı dünyadaki yenilenebilir tatlı su miktarı hemen hemen aynı kalmaktadır. Ancak bu kaynaklar üzerinde, hızlı nüfus artışı, kirlenme, iklimsel değişimler ve suyun verimsiz kullanımından doğan tehditler gün geçtikçe artmaktadır. Bu etkenler, dünyada özellikle fiziki olarak su sıkıntısı yaşayan ülkelerdeki su sorununu daha da artırmakta ve bazı bölgelerde ise ülkeler arasında gerilimin artmasına neden olmaktadır.

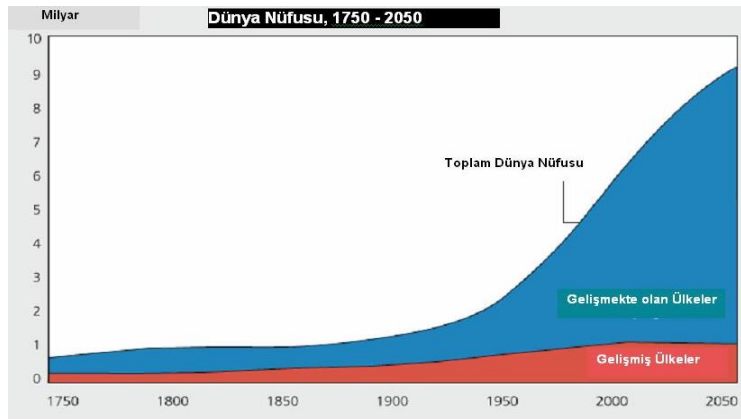
Su, canlıların hayatta kalabilmesi için temel öge ve dolayısıyla yaşamsal bir doğal kaynaktır. Bu özelliği suyu diğer doğal kaynaklardan farklı bir konuma taşımaktadır. Artan su sorunları dünyada olduğu gibi ülkemizde de suyun daha akılcı, verimli, planlı kullanımını zorunlu kılmaktadır. Bu zorunluluk öncelikle su kaynaklarının kirlenmemesi ve doğayı zorlayarak yeni su kaynakları geliştirilmesine yönelik çabalar yerine, öncelikle mevcut suyun daha verimli kullanılmasına yönelik çalışmaları gerekli kılmaktadır.

1. GİRİŞ

Dünya üzerindeki en yaşlı kayalar oldukları belirlenen Gröndland’daki Isua kayaları içerisinde, 3,8 milyar yaşında olduğu tespit edilen suyun kökeni ile ilgili birçok teori bulunmaktadır. Ancak yeryüzünde bu zamandan daha önce suyun varlığına dair başka kanıt bulunamamıştır. Tarih boyunca uygarlıkların gelişiminde çok önemli bir rol üstlenen su kaynakları, günümüzde de en önemli doğal ve stratejik kaynaklar olarak ele alınmaktadır.

Günümüzden 6 bin yıl önce Mezopotamya bölgesinde Sümerler, hendekler kazarak Fırat ve Dicle’nin sularını tarlalarına akıtmakla insanoğlunun ilk sulu tarıma geçmesini sağlayarak uygarlığı başlatmıştır. Benzer gelişmeler Mısır’ın Nil, Hindistan’ın İndus vadileriyle Çin’de Sarı Nehir civarında yaşanmıştır. Dünya tarihinde su kaynakları yönetimi, uygarlıkların gelişmesinin yanı sıra çöküşlerinde her zaman önemli roller oynamıştır. Mısır, Çin, Hindistan, Mezopotamya uygarlıklarında, hanedanlıkların yıkılması ile su kaynakları yönetimi arasında yakın ilişkiler bulunduğu belirlenmiştir.

Günümüzde su, yaşantımızın ve küresel ekosistemin vazgeçilmez bir parçası olarak önemini giderek artırmaktadır. Su, insanın temel ihtiyaçlarını karşılamasının yanında; sürdürülebilir tarım, enerji üretimi, endüstri, ulaşım ve turizmin yanı sıra gelişmenin de kaynağıdır. Oluşan çevre kirliliği ve nüfus artışına bağlı olarak 21. yüzyılda suyun dünya tarihinde bilinen stratejik önemi artarak devam edecektir. Bu önem doğrultusunda son 20 yıldır su konusunda uygulanan politikalar da küresel ölçek kazanmıştır. Hızla artış gösteren dünya nüfusunun (Şekil 1) içme ve kullanma suyu, tarımsal sulama ve sanayi amaçlı su ihtiyacının ne şekilde karşılanacağı henüz bilinmemekte, dünyadaki tatlı su kaynaklarının yetersizliği ve suya olan yoğun talep ülkelerarası anlaşmazlıklara sebep olmaktadır.



Şekil 1 - Dünya Nüfusunun Artışı [1]

Kuraklıktan etkilenen ülkemizin de yer aldığı Orta Doğu'da ve diğer su sıkıntısı yaşayan ülkelerde ek su kaynakları elde etmek için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden arıtma tesisleriyle deniz suyundan tatlı su elde etme yöntemi en fazla kullanılan yöntemdir. Türkiye, bölge ülkelerine oranla daha çok su kaynağına sahip olmasına rağmen, kişi başına düşen su miktarı bakımından dünya ortalamasının altında, su fakiri diyebileceğimiz ülkeler arasında yer almaktadır. Diğer doğal kaynaklarımız gibi su kaynakları potansiyelimizin korunarak kullanımı, ekonomik kalkınma ve toplumsal gelişme sürecinde, son derece önemli ve belirleyicidir. Ülkelerin ekonomik gelişmesi, diğer etkenler yanında, doğal kaynaklarının zenginliğine ve bu kaynakların ulusal politikalar doğrultusunda etkin biçimde kullanılmasına da bağlıdır. Bu nedenle dünyada güç paylaşımının geçmiştekinden farklı yöntemlerle yaşandığı küresel süreçte, doğal kaynaklardan oluşan güçlerini stratejik ağırlık merkezleri olarak koruyabilen, geliştirebilen ve kullanabilen ülkeler, kalıcı başarı sağlayabileceklerdir. Doğal kaynakların korunması aynı zamanda, ulusal güvenlik stratejisinin de ayrılmaz bir parçasıdır.

Hem ekolojik dengenin korunması, hem de insan topluluklarının sürdürülebilir gelişiminin sağlanması için su ve toprak kaynaklarının bugünkü ve gelecekteki ihtiyaçlarını karşılayabilecek en akılcı ve sürdürülebilir bir şekilde kullanılması gerekmektedir. Günümüzde doğal kaynağı korumayı ve ondan en verimli ve sürdürülebilir şekilde ulusal çıkarları doğrultusunda yararlanmayı öncelikleri arasına koymayan bir kalkınma-gelişme anlayışının başarılı olma şansı yoktur. Su kaynakları yönetimi, bir ülkede sosyo-ekonomik gelişmenin ve kalkınmanın anahtar unsurlarından birisi olup, gelişme ve kalkınma ile doğrudan ilişkili sektörler açısından çok önemli ve stratejik bir rol oynar. Bir anlamda ülke kalkınmasının başlıca itici gücü olur. Su kaynaklarının planlı bir şekilde geliştirilmesi ve verimli ve akılcı olarak yönetilmesi, hem toplumsal fayda hem de ulusal yarar açısından önem taşır.

Ancak hem dünyada hem de ülkemizde suyun akılcı, planlı, verimli ve sürdürülebilir olarak yönetimi su kaynakları üzerine artan baskılar nedeniyle geçmişten daha da zor hale gelmiştir.

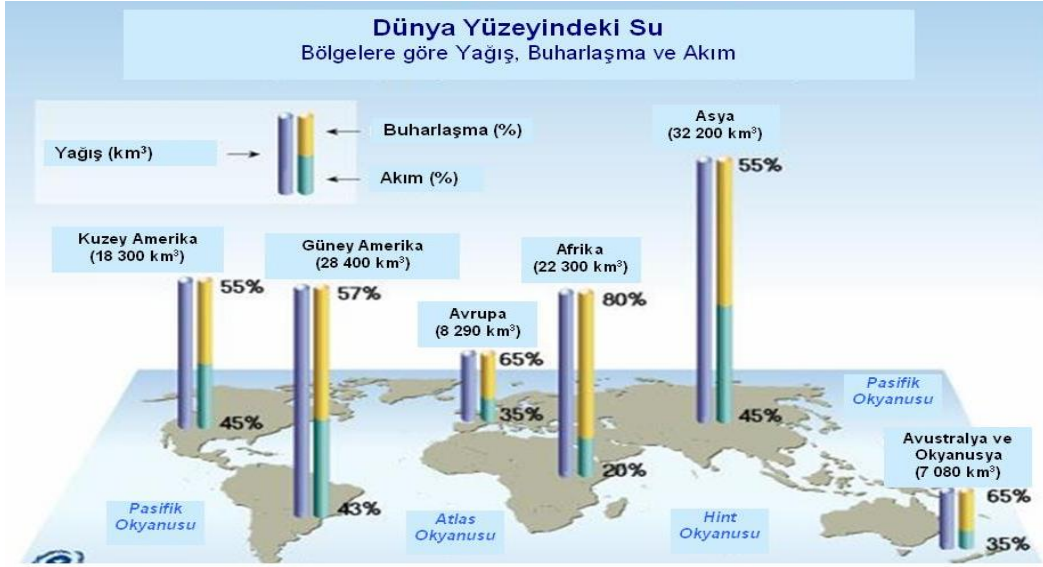
2. MEVCUT DURUM

2.1. Dünyada Su Kaynakları

Dünyadaki toplam su miktarı 1400 milyon km³ tür. Bu suyun % 97,5'i deniz ve okyanuslardaki tuzlu sudur. % 2,5 ise tatlı su kaynağıdır. Bu % 2,5 tatlı su kaynağının % 1,5'i de kutuplarda ve derin yer altı suları olarak bulunmaktadır. Yeryüzündeki tatlı suların % 97'si yeraltı sularından oluşmaktadır. Dünyadaki toplam suyun yaklaşık 500.000 km³'ü her yıl denizlerde ve toprak yüzeyinde meydana gelen buharlaşmalarla atmosfere daha sonra da yeryüzüne geri dönmektedir. Karalara yağışla düşen su miktarı ortalama 100.000 km³/yıldır. Bu değer yaklaşık 40.000 km³/yılı akışa geçerek nehirler vasıtası ile denizlere ve kapalı havzalardaki göllere ulaşmaktadır. Bu miktarın 9.000 km³/yılı ise teknik ve ekonomik olarak kullanılabilir durumdadır. Su kaynaklarının ve nüfusun yeryüzüne dağılımına baktığımızda; nüfus açısından en yoğun kıtalar Asya, Avrupa ve Afrika kıtaları, su kaynağı olarak ise Asya, Güney ve Kuzey Amerika kıtaları ön plana çıkmaktadır (**Tablo 1** ve **Şekil 2**).

Tablo 1- Su Kaynaklarının Yeryüzünde Dağılımı [1]

KİTALAR	Nüfus (%)	Su Kaynağı (%)
Kuzey Amerika	8	15
Güney Amerika	6	26
Avrupa	13	8
Afrika	13	11
Asya	60	36
Avustralya ve Adalar	1	5



Şekil 2- Dünya Yüzeyindeki Su [2]

Yüzeysel tatlı suyun % 20'si Asya'daki Baykal Gölü'nde, diğer % 20'si ise Huron, Michigan ve Superior'daki büyük göllerde depolanmıştır. Nehirler toplam tatlı su rezervlerinin sadece % 0,6'sını oluşturur. Göllerde, akarsularda, barajlarda ve göletlerde bulunan kullanılabilir ve içilebilir özellikte tatlı suların % 0,3 oranında olması, tatlı su kaynaklarının % 90'ının ise kutuplarda ve derin yer altı suyu olarak bulunması, insanlığın kolaylıkla yararlanabileceği tatlı su miktarının çok azaltmaktadır.

Son yüzyılda dünya nüfusu üç kat artarken, su kaynakları üzerindeki talep yedi kat artmıştır[1]. 1940 yılında dünyadaki toplam su tüketimi yılda 1.000 km³ civarındayken, bu miktar 1960 yılında ikiye katlanmış, 1990 yılında 4.130 km³'e ulaşmıştır[1]. Nüfus yoğunluğunun artması ve su kaynaklarının dünya genelinde dengeli dağılmaması nedeniyle yaklaşık 80 ülkede nüfusun % 40'ında su arzı mevcut talebi karşılayamamaktadır[3].

Dünyada kişi başına ortalama yıllık yenilenebilir su kullanımı 800 m³/yıl civarındadır. Ülkelerin su varlığına göre sınıflandırılmasında ve su ile ilgili mevcut durumlarının belirlenmesinde kullanılan birçok kriter bulunmaktadır. Bunların arasından en genel kriter kullanılarak bir sınıflandırma yapıldığında; yılda kişi başına düşen ortalama kullanılabilir su miktarı 1.000 m³'ten az olan ülkeler "su fakiri", 2.000 m³'ten az olan ülkeler "su azlığı yaşayan", 8.000-10.000 m³'ten fazla olan ülkeler ise "su zengini" ülkeler olarak kabul edilmektedir.

2.2. Su Kullanımı

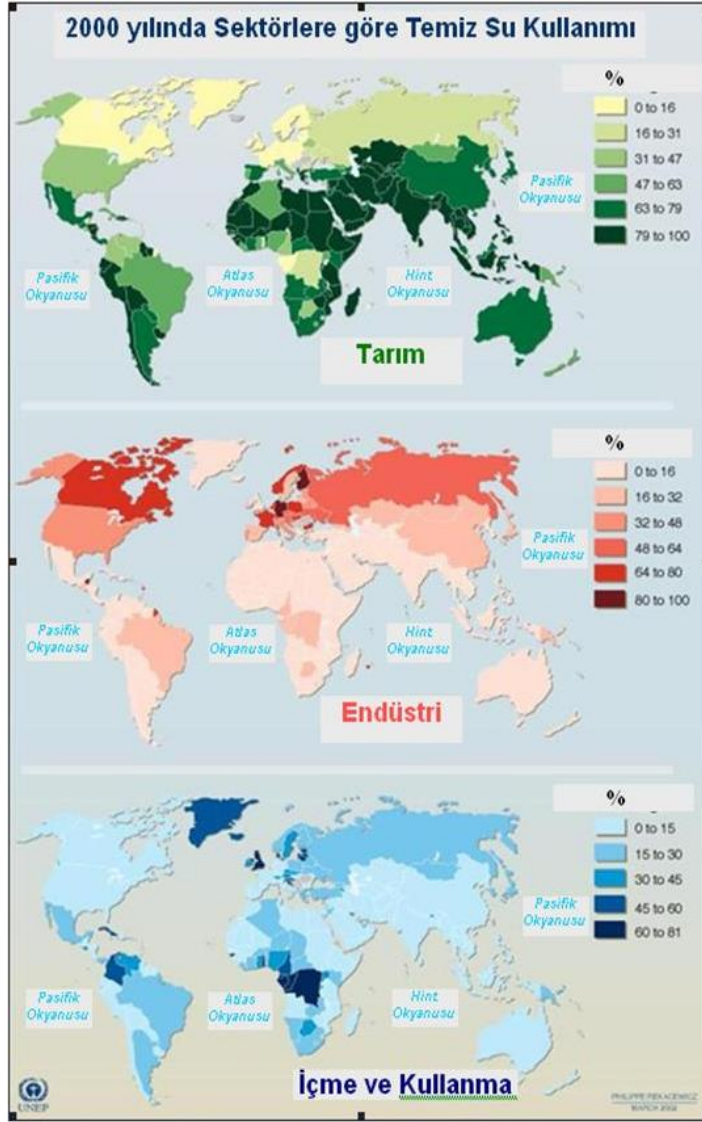
Dünyada 1940 yılında toplam su tüketimi 1000 km³ iken 1960 yılında 2000 km³'e, 1990 yılında ise 4130 km³'e ulaşmıştır. 2000'li yılların başında bu tüketimin % 25 oranında artacağı beklenmektedir. Dünyadaki toplam su tüketiminin ortalama % 67'si sulamada kullanılmaktadır. 1980 yılı itibarıyla sulanan tarım alanları toplamı 210 milyon hektar iken, 1995 yılında 262 milyon hektara ulaşmıştır. Sulanan alan büyüklüğünün 2010 yılında 280 milyon hektara ulaşması beklenmektedir. Ancak yine de dünyadaki tarım alanlarının % 16'sında sulama yapılmaktadır[1]. Hızlı nüfus artışı sonucu, kentleşme ve sanayileşme nedeni ile bazı ülkelerde içme kullanma ve sanayi suyu olarak talep yıllara göre katlanarak artmıştır. Halen dünyadaki toplam suyun % 23'ü endüstri, % 10'u ise içme kullanma suyu olarak kullanılmaktadır. Dünya nüfusunun halen 1/3'ü yeterli ve sağlıklı su kaynaklarına sahip bulunmamaktadır.

3. SU KAYNAKLARININ GELİŞTİRİLMESİ KONUSUNDA KUZAY VE GÜNEY FARKI

Brezilya ve Çin dünya su kaynaklarının yarısından fazlasına sahiptir. Zaten kıt olan kaynağın dünya yüzeyine böylesine eşitsiz dağılımı sağlıklı ve yeterli suya ulaşma konusundaki mevcut olumsuz tablonun her geçen gün daha da kötüye gitmesine neden olmaktadır. Özellikle dünyanın belirli bölgelerinde stratejik önemi giderek artan su kaynakları daha çok az gelişmiş ülkelerde kıt bir kaynaktır. Sağlıklı suya erişim ve kullanım standartlarında sanayileşmiş ülkelerin açık üstünlükleri varken, Afrika ve Asya Pasifik ülkelerinde su sıkıntısı giderek artmaktadır.

Su kaynaklarının eşitsiz dağılımı konusunda kuzey - güney arasındaki fark, suyun sektörel kullanımı açısından da kendisini göstermektedir. Genel olarak kullanılan toplam suyun çok büyük bir bölümü kuzeyde endüstri suyu

güneyde ise tarımsal su olarak ortaya çıkmaktadır. İçme ve kullanma suyunun toplam kullanılan su içerisindeki oranları ise kuzey ve güney arasında birbirine daha yakın bulunmaktadır (Şekil 3).



Şekil 3- Dünyada Sektörlere Göre Temiz Su Kullanımı [4]

BM, Dünya Bankası ve diğer bazı su ile ilgili kurumlar tarafından 2000'lerin başında yapılan çalışmaların sonuçları dünyada temiz su kaynaklarına sahip olmayan nüfusu 2015 yılında yarıya indirmek için yılda 50-100 milyar dolarlık harcama gerektiğini ortaya koymaktadır. Bu konuda çalışan kuruluşların tahminine göre 2025 yılından itibaren 3 milyardan fazla insan su kıtlığı ile yüz yüze gelecektir[3]. Bu eşitsizliği ortaya koyan veriler yüksek maliyetler, öngörüler ve saptamalar bir yandan bu konuda insani yaklaşımların gereğini ortaya çıkartırken, diğer taraftan da su hizmetleri yönetimi ile ilgili olarak dünya ölçeğinde yeni politika arayışlarına ortam yaratmaktadır.

Ancak bu arayışlar herkesin yeterli ölçüde sağlıklı suya kavuşabilmesini sağlayabilecek politikalar yaratmaktan uzak arayışlar olup, daha çok su üzerinden küresel ticarete yönelik olarak şekillenmektedir.

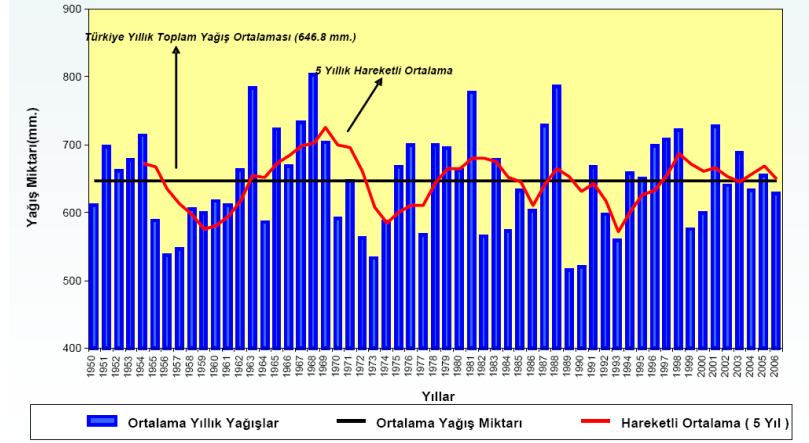
4. TÜRKİYE'NİN SU POTANSİYELİ VE SU KULLANIMI

Bir ülkenin sosyo-ekonomik kalkınmasının gerçekleştirilmesi için toprak ve su kaynaklarının akılcı ve verimli bir şekilde kullanılması zorunludur. Bu zorunluluğa çevresel bozulma baskısı da eklenince konu daha büyük bir önem ve öncelik kazanmaktadır.

Türkiye sanıldığı gibi su zengini bir ülke değildir. Aksine, gerekli önlemler alınmadığı takdirde, yakın gelecekte su sorunları yaşamaya aday bir ülke konumundadır. Bunun başlıca nedenleri de topografyadaki

düzensizlikler nedeni ile kaynakların kontrol edilemeyişi ve bilinçsiz kullanımı ile kirlenmesi, yağışların ve kaynakların bölgelere göre dengesiz dağılımı, su kaynaklarının bütüncül-havza bazında yaklaşımlarla uzun vadeli planlamalar yerine bölgesel, bağımsız ve kısa vadeli projelerle kullanıma açılması girişimleridir.

Türkiye'nin yağış rejimi mevsimlere ve bölgelere göre çok büyük farklılık göstermekte olup, yıllık ortalama yağış 643 mm'dir (**Şekil 4**). Bu da yılda ortalama 501 milyar m³ suya karşılık gelmektedir.



Şekil 4- Türkiye Genelindeki Yıllık Ortalama Yağışlar (1950-2006) [5]

Ülkemizde günümüz koşul ve olanaklarına göre yapılan bazı kabul ve değerlendirmeler sonucunda, çeşitli amaçlara yönelik kullanımlarda teknik ve ekonomik anlamda tüketilebilecek yüzey ve yer altı suyu miktarının 110 milyar m³ olduğu belirlenmiştir. Bu miktarın 95 milyar m³ ünün yurt içinden doğan akarsulardan; 3 milyar m³ ünün yurtdışından ülkemize ulaşan akarsulardan 12 milyar m³ ünün ise yeraltı suyundan sağlanabileceği kabul edilmiştir.

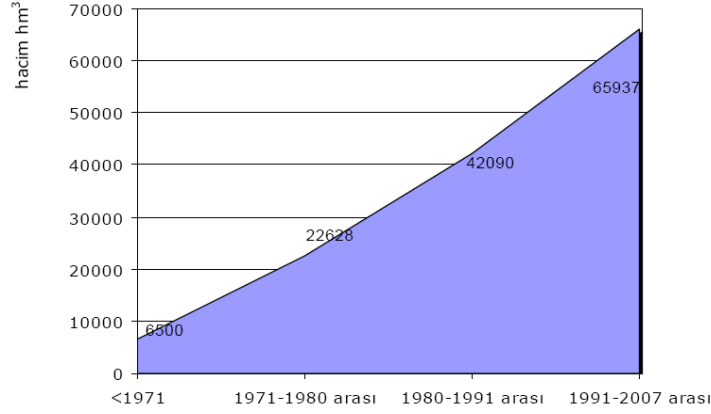
Bugün için kişi başına düşen kullanılabilir su potansiyeli 1642 m³/yıl civarındadır. Türkiye kişi başına düşen kullanılabilir su varlığı bakımından diğer bazı ülkeler ve dünya ortalaması ile karşılaştırıldığında su zengini olmayan ülkeler arasında yer aldığı görülmektedir.

4.1. Sektörel Bazda Su Kullanımının Gelişimi

Ülkemizde halen kullanılan toplam suyun % 74'ü tarımsal sulamada, % 11'i endüstri suyu olarak % 15'i ise içme ve kullanma suyu olarak kullanılmaktadır. Su kaynaklarımızın sulama, içme-kullanma ve endüstri suyu temini, hidroelektrik enerji üretilmesi ve taşkın koruma amacıyla geliştirilmesinde en geniş yetki ve sorumluluğu taşıyan Devlet Su İşleri tarafından 730 adet baraj ve çok sayıda gölet yapılması planlanmıştır. 2007 yılı başı itibarıyla ulaşılan durum **Tablo 2**'de, barajlarımızdaki dönemsel aktif hacim artışları da **Şekil 5**'te verilmiştir.

Tablo 2- DSİ Tarafından Geliştirilen Su Yapıları

 (Ocak 2007)	İŞLETME	İNŞAAT veya PROGRAM
BARAJ (adet)	591	75
HES (adet)	137	38
GÖLET (adet)	74	104
SULAMA	2.9 milyon ha	0.6 milyon ha
İÇMESUYU	2.58 milyar m³	0.5 milyar m³
TAŞKIN (adet)	4 222	169

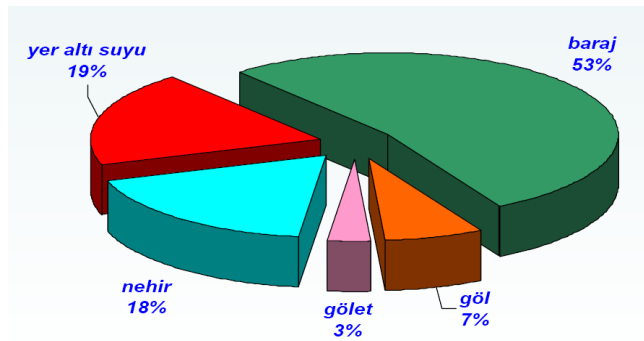


Şekil 5- Barajlarımızdaki Dönemsel Aktif Hacim Artışları [5]

Ülkemizde teknik ve ekonomik olarak tüketilebilir tatlı su potansiyeli olan 110 milyar m³ suyun başta DSİ olmak üzere diğer kamu kurum ve kuruluşlarıyla özel sektör tarafından geliştirilecek ilave projeler ile “develope” edilerek 2030 yılında tüketime sunulabileceği tahmin edilmektedir. Ancak bu hedefin gerçekleşmesi için tarım ve hizmetler sektörüne ayrılan finansman kaynağının her yıl artarak devam etmesi zorunludur.

Ülkemizin teknik ve ekonomik olarak sulanabilir toprak kaynağı olan brüt 8,5 milyon ha alanın 4.85 milyon hektarlık bölümü sulamaya açılmıştır[6]. Sektörel bazda yapılan su tüketim tahminlerinde, bu alanın tamamının 2030 yılında inşa edilerek sulamaya açılması ve sulama suyu tüketiminin 71,5 milyar m³'e ulaşması ve böylece 2000 yılı başında toplam su tüketiminde % 74 olan sulamaya ayrılan payın, 2030 yılında % 65 seviyesine düşürülmesi beklenmektedir. Halen DSİ'ce geliştirilen sulama suyunun kaynaklara göre dağılımı ele alındığında, suyun yarısından fazlasının barajlı depolama tesislerinden alındığı görülmektedir. DSİ tarafından yapılan sulamanın % 19'u yer altı suyu kaynakları ile % 81'i ise yüzeysel su kaynakları ile yapılmaktadır. (Şekil 6)

Diğer yandan, ülkemizdeki suyun bölgesel olarak kısıtlı bir kaynak oluşu nedeniyle, tarıma ayrılan su, nüfus artışı ile sanayileşmenin artmasına paralel olarak azalma gösterdiğinden ve bu eğilimin giderek artacağından dolayı daha etkili sulama sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 6- Sulama Suyunun Kaynaklara Göre Dağılımı [5]

İçme-kullanma suyu tüketimi tahmini ülkemizdeki hızlı net iç göç nedeniyle yeterince sağlıklı bir şekilde yapılamamaktadır. Ancak nüfus artış hızı ve hızla gelişen turizm sektörü dikkate alındığında 2030 yılında içme-kullanma suyu ihtiyacının 25,3 milyar m³'e ulaşacağı kabul edilmektedir.

Ülkemizde gelişen diğer bir sektör olan sanayinin ise 2030 yılına kadar yılda ortalama % 4 oranında bir büyüme göstereceği kabul edilerek sanayi suyu tüketiminin 2030 yılında 13,2 milyar m³'e ulaşması beklenmektedir.

Böylece Türkiye’de sektörel bazda 2030 yılında toplam 110 milyar m³ suyun tamamının kullanılabileceği tahmin edilmektedir. (Tablo 3)

Tablo 3- Türkiye’de 2030 Yılına Kadar Fiili Su Kullanımı Projeksiyonu [7]

YIL	TOPLAM SU TÜKETİMİ		SEKTÖRLER					
	Milyon m ³	%	Sulama		İçme-Kullanma		Endüstri	
			Milyon m ³	%	Milyon m ³	%	Milyon m ³	%
1990	30 600	28	22 016	72	5 141	17	3 443	11
2000	39 300	36	29 300	75	5 800	15	4 200	10
2004	40 100	36,4	29 600	74	6 200	15	4 300	11
2030	110 000	100	71 500	65	25 300	23	13 200	12

Ülkemizde son dönemde özellikle sulama suyunun daha verimli kullanılması konusunda çok önemli ve bir karar alınmış ve DSİ Genel Müdürlüğü 2003 yılı sonu itibariyle sulama sistemleri stratejisini değiştirerek yağmurlama ve damlama gibi su tasarrufu sağlayan sulama yöntemlerine uygun kapalı sisteme geçmiştir. Bu uygulama, geleceğe yönelik olarak ülkemizde su yönetimi ve su kullanım verimliliğini önemli ölçüde arttıracaktır. 2003 yılı öncesi durum, mevcut durum ve inşaat halindeki şebeke tiplerinin oranları Şekil 7’de verilmiştir. İnşaat halindeki sulama şebekesi tiplerinde borulu sistemin % 60 gibi büyük bir orana sahip olduğu dikkat çekmektedir. Bu durum suyun verimli kullanımında çok önemli bir adım olarak ortaya çıkmaktadır. Konumu ve kaynakları itibariyle ülkemizin su konusunda izleyeceği planlı iç ve dış politika; sürdürülebilir su güvenliği için gerekli olduğu kadar, bulunduğu coğrafyanın istikrarı için de önem taşımaktadır.



Şekil 7- İşletme ve İnşaat Halindeki Sulama Şebekesi Tipleri [5]

5. SU SORUNUNUN ARTIŞININ TEMEL NEDENLERİ

5.1. Genel

Dünya su sorununun artarak daha genel bir özellik kazanmasında temel olarak ekonomik, ekolojik ve hidrolojik faktörlerin etkili olduğu görülmektedir. Ancak ve bu sorunun gelişmiş kuzey ile gelişmekte olan güney arasında yapısal

ve sosyo-ekonomik sosyo-kültürel nedenlerle farklı karakterler taşıdığı da görülmektedir. Temiz su kaynakları dünya genelinde aşağıda verilen ana konuların baskısı altında bulunmaktadır.

5.2. Artan Nüfus ve Su Talebinin Artışı (Demografik)

Özellikle fiziksel olarak su sorunu yaşayan bölgelerdeki nüfus daha hızlı artmaktadır. Bu artış, gerek içme ve kullanma, gerekse sulama suyuna olan talebi de artırmaktadır; bu durumda yaşanan su sorunu da artmaktadır.

5.3. Suyun Verimsiz Kullanımı (Ekonomik)

Su kaynakları özellikle az gelişmiş ülkelerde ekonomik ve teknolojik olanaksızlıklar ve yeterli bilincin oluşmaması nedeniyle verimsiz olarak kullanılmaktadır.

5.4. Çevresel Bozulma (Ekolojik)

Gerek iklimsel değişimler gerekse evsel ve endüstriyel kirlilik su kaynakları üzerinde en önemli baskılardan birini oluşturmaktadır. Özellikle kirlenen yeraltı sularının temizlenmesinin güçlüğü, dünyanın özellikle içme suyu olarak yararlanabileceği avantajlı ve önemli bir potansiyelin ortadan kalkmasına neden olmaktadır. Bunun dışında, doğanın sınırları zorlanarak geliştirilen projeler, su havzasındaki dengenin bozulmasına ve su temini ile ilgili sorunların orta vadede artmasına neden olmaktadır.

5.5. Suyun Siyasallaşması (Hidro politik)

Artan su sorunları özellikle suyun hidrolojik olarak daha kısıtlı olduğu ve sınır aşan ve sınır oluşturan su kaynaklarının bulunduğu bölgelerde gerilimlerin artmasına neden olmaktadır. Teknolojinin sunduğu olanaklardan da yararlanarak suyun bu ülkeler arasında en verimli şekilde kullanımı konusunda etkili anlaşma ve işbirlikleri oluşturulamamaktadır. Bu da hem mevcut su kaynaklarında yenilenebilir sınırlarının aşılmasına, su kalitesinin düşmesine ve suyun daha verimsiz olarak kullanılmasına neden olmaktadır.

5.6. Türkiye İçin

Ülkemizde bölgesel de olsa su sorununun artışında, hızlı nüfus artışı, kente hızlı göç ve sosyo-politik faktörlerin etkisi ile su kaynaklarının verimli olarak geliştirilmesi ve kullanımındaki sorunlar ve su yönetimi kurumsal yapısında oluşan zafiyetlerin etkisi bulunmaktadır. Ülkemizin su kaynaklarının geliştirilmesi ve su hizmetleri yönetimi açısından yaşadığı sorunlar mali, idari ve kanuni sorunlar olarak üç ana grupta toplanabilir.

Ülkemizdeki su sorununun pratik olarak artışı özellikle kurak periyotlarda ve içme ve kullanma suyu temin ve kalitesi ile sulama suyu temininde ortaya çıkmaya başlamıştır.

Halen mevcut barajlarımızın aktif depolama kapasitesi toplamı 65 milyar m³ olup, kurak dönemlerde ihtiyacı karşılamak için yeterli olmamaktadır. Bu da özellikle önce içme ve kullanma daha sonra da sulama suyu temini konusundaki sorunların artmasına neden olmaktadır.

Ülkemizin özellikle yeraltı su kaynakları aşırı çekim ve kirlilik tehdidi altında bulunmaktadır. Suyun gerek sulamada gerekse içme ve kullanma suyu olarak verimli bir şekilde kullanılmaması artan ihtiyacın karşılanabilmesi için ülkemizi havzalar arası su transferine zorunlu bırakmaktadır. Bu da su sorunlarının artışında gerek ekolojik gerekse sosyolojik olarak potansiyel taşımaktadır.

Yukarıda sayılan ve sonuç olarak ortaya çıkan su sorunlarının dışında, bu sorunun artmasına neden olan en etkili faktör ise, DPT'nin Sekizinci Beş Yıllık Kalkınma Planı'nda belirtildiği gibi[8], su kaynaklarının kullanımının planlanması ve yönetimi konusunda ülke genelinde belirlenmiş kapsamlı bir politikanın bulunmayışdır.

6. ÖNERİLER

Dünyada su sorununun çözümüne yönelik uluslararası su kuruluşları ve BM'nin çeşitli organizasyonları tarafından oluşturulan önerilerden istenilen sonuçların alınamadığı görülmektedir.

"Kıtlığın Ötesinde: Güç Dengesizliği, Yoksulluk ve Küresel Su Krizi" başlığını taşıyan BM 2006 Küresel İnsani Gelişme Raporu'nda, kalkınmakta olan ülkelerin büyük bir bölümünde, kirli ve mikropulu suların insan güvenliği

açısından silahlı çatışmalardan çok daha büyük bir tehdit oluşturduğu belirtilmektedir. Ancak, silahlı çatışma ve doğal felaketlerin aksine, bu küresel krizin ortak bir uluslararası müdahaleyi harekete geçirmedeği ifade edilmektedir.

2006 İnsani Gelişme Raporu başyazarı Kevin Watkins; "Su ve temizlik/sağlık koşulları konusunda, dünyada gereğinden fazla konferans faaliyeti yapılıyor, ama ortada hiçbir inandırıcı eylem yok" diyerek bu sorunu kalkınma gündeminin başköşesine yerleştirecek bir Küresel Eylem Planı'na ihtiyaç olduğundan söz etmiştir.

Su sorununun küresel ölçekte ele alınmasını gerektiren birçok unsur mevcuttur. Bunun yanı sıra su sorunu, bazı bölgelerde bölgesel işbirliği politikaları ve stratejileri ile de ele alınıp çözülebilir.

Esas olarak dünyada su ve temizlik sorununda ilerleme sağlanması için büyük miktarda ve çok uzun vadeli geri ödeme koşullarıyla yatırım yapılması gerekmektedir. Bunun için de yeni finans model ve stratejilerine ihtiyaç bulunmaktadır.

Dünya genelinde öncelikli olarak su kaynaklarının geliştirilmesi için doğal dengeyi bozan ve suyu kirlüten uygulamalardan uzaklaşılmasına yönelik bilincin artırılması gerekmektedir. Yaşanan su sorunları bu konuyu yakın gelecekte dünya gündemine daha fazla taşıyacaktır. Bu nedenle çevre duyarlılığının artması gibi su konusunda da duyarlılığın artacağı ve denetimin daha etkili olacağı bir geleceğe, doğal dengesi ve kalitesi bozulmamış şekilde daha fazla su potansiyeli ile girilmesi önemli olacaktır.

Bu koruma bilincine paralel olarak da, suyun daha verimli kullanılmasına yönelik sosyo-ekonomik ve sosyo-kültürel gelişmenin sağlanması için de bölgesel, bölgesel ve küresel ölçekte çaba gösterilmelidir.

Ancak hızla gelişen teknolojinin dünyadaki su sorunlarının yapay tatlı su üretimi ile çözülebileceğine dair yanlışlamaları artırabileceği görülmektedir. Deniz suyundan ve atık sulardan tatlı su üretiminin doğal su kaynakları çok kısıtlı olan belirli bölgelerde uygulanan zorunlu çözümler olduğu gerçeği göz ardı edilmemelidir. Teknolojideki gelişmelerin yapay su üreterek su sorununun çözümüne ancak kısıtlı ve yerel çözümler üretebileceği ve çevresel sorunlara neden olabileceği akıldan çıkartılmamalıdır.

Ülkemizde ekonomik olarak geliştirilebilir, yenilenebilir toplam su kaynaklarının % 64'ü henüz kullanılmamaktadır. Suyu olan talebin artması, suyun nitelik ve niceliksel olarak kötüleşmesi, çevre kirlenmesi ve olası iklim değişiklikleri karşısında, su kaynaklarının doğru kullanımı ve elde edilecek faydanın "sürdürülebilir kalkınma" kavramı ile bağdaşır düzeyde sağlanması için öncelikle bir ulusal strateji ve planlamaya gereksinim bulunmaktadır. Bu ulusal strateji kapsamında yasal ve yapısal düzenlemelere acilen ihtiyaç bulunmaktadır.

Ulusal bir su stratejisi kapsamında yapılacak yasal ve yapısal düzenlemelerle su kaynaklarının merkezi kamusal planlama ile verimli olarak geliştirilmesi ve kullanımı sağlanabilir. Bu kapsamda ulusal planlamaya geçmeden önce su kaynaklarının niteliksel ve niceliksel olarak incelenmesi ve potansiyellerinin daha hassas olarak belirlenmesi gerçekleştirilebilir. Diğer bir deyişle, su ve toprak kaynaklarımızın envanteri daha detaylı bir çalışma ile güncellenebilir ve bu kaynaklar nicelik ve nitelik açısından gerçek zamanlı takip ve gözlem altına alınabilir. Bu çerçevede etkili çalışan bir akım ve kirlilik gözlem ağı oluşturulması, su kaynakları veri bankası kurulması, idari yapıların verimliliğinin artırılması ve mevcut sulama ve içme suyu tesislerindeki kayıpların önlenmesine yönelik çalışmalar gerçekleştirilebilir.

Sulama suyunun verimli kullanılabilmesi, ülkemizin su yönetimi açısından büyük önem taşımaktadır. Bunun için çalışmaların havza bazında ele alınması, havza su verim ve tüketim dengesinin yeni teknolojik bilgilerin çerçevesinde kurulması, yasal altyapının oluşturulması gerekir. Bu çerçevede, suyun planlanması, yönetilmesi uygulamaları sürdürülebilir, katılımcı ve demokratik yapıya uygun politikalar geliştirilerek etkinleştirilebilir.

Daha etkili bir gözlem ağı ve veri bankası su tahsisi konusundaki karmaşanın önlenmesi ve suyun havza ölçeğinde entegre ve verimli bir şekilde kullanılması konusunda yol göstermesi anlamında büyük önem ve önceliğe sahiptir. Bu nedenle bunun bir an önce oluşturulması gereklidir. Bunun yanı sıra, kurak dönemde gerek içme ve kullanma gerekse sulama suyu talebini karşılayabilmek için ülkemizdeki aktif depolama hacminin artırılması ve bunun için de en azından inşa halindeki barajların ve göletlerin acilen tamamlanması önem taşımaktadır.

Kuraklığın tarım sektöründeki olumsuz etkilerini en aza indirebilmek için, ihtiyaç duyulan depolama tesisi ve sulama yatırımları havza bazında belirli bir bütünlük içinde ve sektörel gereksinimler göz önünde bulundurularak yapılmalıdır. Bazı durumlarda havzalardaki su potansiyeli ve talebi arasındaki farklılıklar havzalar arası su taşınımını gündeme getirmektedir. Bu gibi durumlar, bölgesel ölçekte planlamayı ve dolayısıyla merkezi planlamayı zorunlu kılmaktadır.

Bu nedenle su kaynaklarının gözlenmesi, planlanması, değerlendirilmesi, kullanımı ve yönetilmesinde çok başlılık ve yetki karmaşasını ortadan kaldıracak bir model oluşturulurken merkezi kamusal planlamanın mutlaka dikkate alınması gereklidir.

KAYNAKLAR

- [1] Yıldız D (Ed.) 2007 Ed. “Su Raporu.”, USİAD Yayını. Ulusal Sanayici ve İşadamları Derneği, Haziran 2007, Ankara.
- [2] Peter H. Gleick, Water in Crisis, New York Oxford University Pres 1993.
- [3] 2006 Küresel İnsani Gelişme Raporu BM Unesco.
- [4] World Resources 2000-2001. People and Ecosystems. World Resources Institute (WRI), Washington DC 2000.
- [5] Özlü, H 2007 DSİ Genel Müdürlüğü İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı Takdim Raporu, 2007.
- [6] Kanber R. 2006 Prof. Dr. “Türkiye’de Su Kaynakları Potansiyeli: Kullanımı, Sorunları ve Çözüm Önerileri” Bildiriler Kitabı, TMMOB İMO Su Politikaları Kongresi, cilt 1, s. 1-12, Ankara
- [7] DSİ, 2004. 1995-2004 50. Yılında DSİ. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı DSİ Genel Müdürlüğü, DSİ İdari ve Mali İşler Daire Başkanlığı, Basım ve Fotofilm Şb. Md., 84s. Ankara.
- [8] DPT. 2001. Su Havzaları ve Yönetimi Özel İhtisas Komisyonu Raporu, DPT Sekizinci Beş Yıllık Kalkınma Planı (2001-2005), Ankara.

SUMMARY

Increasing Water Problems And Solution Proposals In Turkey And In The World

In this paper, existing situations and problems of water resources in Turkey and in the world are analysed and discussed generally. Water is becoming very scarce and strategical natural resources in the world as the years go by.

Water utilization in the world has tripled in the last half-century. Sixty seven percent of the water that is withdrawn from rivers or from underground sources is used for irrigation. Twenty three percent is used by industry, ten percent for residential purposes. Forty percent of our food supply comes recently from irrigated land, which now plays a disproportionately large role in the world's food economy. The demand for water has tripled since 1950 and is continuing to rise as 80 million people is added to world's population each year.

While the demand continues to rise, the basic amount of fresh water supply provided by the hydrological cycle doesn't. Therefore certain amount of world's renewable water must be developed and utilized in a very sustainable way.

The utilization of world water resources has demographical, climatic, ecologic, economical and hydro-political aspects. Water resources are a very important and effective tool to be used for development. Water is also a vital resource for human beings. Therefore it should be interpreted not apart from other human needs. Water is not compatible with other sectors. Water is essential to everything related to life and livelihood. This characteristic makes water and water management very important and special.

However, there are many problems related in developing and utilizing water resources in the world as well as in Turkey.

As of 2008, only thirty eight percent of renewable water resources was developed in Turkey. Water resources are under constrained of fast growing population, domestic and industrial waste and responsible institutions problems. Therefore a new water law framework is essential to solve the basic problems as well as to increase awareness in efficient water use age in the society. In this respect more efficient irrigation technologies and practices are becoming important.

Main important measure is to change the paradigm of the water potential development. This change must cover the using the current water more efficiently and development of new water resources as low and sustainable as possible. Otherwise renewable water resources will not be sufficient in future.

ROTADİNAMİK POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL YOLLA ELDE EDİLMESİ

Erkan AYDER

İTÜ Makina Fakültesi

Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı

Ayhan Nazmi İLİKAN

İTÜ Makina Fakültesi

Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı

ÖZET

Boru hatlarında yer alan pompanın çeşitli nedenlerle devre dışı kalması halinde su darbesi meydana gelir. Boru hattı tasarımı su darbesinin yol açtığı en büyük ve en küçük basınç değerlerinin ve bunların boru hattı boyunca zamana bağlı olarak nasıl değiştiğinin bilinmesine gerek vardır. Bu değişimlerin hesaplanmasında pompanın tüm alan karakteristikleri sınır koşullarından bir tanesini oluşturur. Pompa daimi olmayan bu çalışma koşullarında, ters veya normal dönüş yönünde, pompa, türbin, fren, booster olarak adlandırılan sekiz farklı bölgede çalışabilir. Özgül hız, pompaların karakteristiklerini etkileyen önemli bir parametredir. Literatürde santrifüj, karışık akımlı ve eksenel çarklara sahip pompaların her biri için bir özgül hızı karşı gelen, 1960'lı yılların ölçme cihaz ve yöntemleri ile elde edilmiş üç adet tüm alan karakteristiği vardır. Bu çalışmada, özgül hızı $n_{sq}=32,5$ olan bir santrifüj pompanın tüm alan karakteristikleri ölçülmüştür¹. Ölçümler yapılırken test edilen pompa farklı devirlerde çalıştırılmış, ölçülen veriler, benzerlik yasalarının tüm çalışma bölgelerinde geçerliliğini koruduğu kabulü yapılarak boyutsuz grafiklere taşınmıştır. Bu karakteristikler literatürde $n_{sq}=35$ özgül hızına sahip bir santrifüj pompa için verilen karakteristikler ile karşılaştırılmaktadır.

1. GİRİŞ

Bir pompanın performans eğrileri söz konusu olduğu zaman çoğunlukla yatay eksen de, dikey eksen de ise pompanın basma yüksekliği, mil gücü, verim ve emmedeki net pozitif yükün bulunduğu, sabit devir sayıları için çizilmiş eğriler anlaşılır. İmalatçıların kataloglarında da pompa performans eğrileri bu şekilde yer almaktadır. Verilen grafiklerin kapsamı ise debinin sıfır olduğu kapalı vana noktasından basma yüksekliğinin sıfır olduğu noktaya kadardır; çünkü pompanın amacı doğrultusunda çalıştığı aralık bu debi aralığıdır. Her ne kadar pompalar bu bölgede çalışmak için tasarlanmışlarsa da, bazı durumlarda geçici ya da sürekli olarak bu bölgenin dışında çalışmak durumunda kalabilirler. Örneğin, pompa, daimi bir şekilde, akışkan emme flanşından girip basma flanşından çıkmak üzere tasarım amacı doğrultusunda çalışıyor iken, ani bir güç kesintisine maruz kalabilir. Böyle bir durumda eğer pompa akışkanı alçaktaki bir depodan yukarıya taşımaya çalışıyorsa ve pompa çıkışında bir çek valf bulunmuyorsa, güç kesintisi sonrasında çark yavaşlamaya başlar, bunu akış yönünün değişmesi takip eder ve son olarak çark da ters yönde dönmeye başlayarak pompa bir türbin gibi çalışmaya başlar.

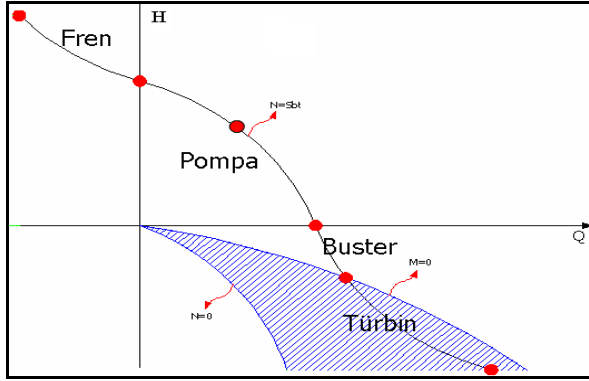
Pompaların farklı çalışma bölgeleri üzerine yapılan çalışmalar 1930'lu yıllarda başlamıştır. Günümüze kadar yapılan deneysel ve teorik çalışmalarla pompaların tüm alan karakteristikleri farklı şekillerde ifade edilmiş ve özgün grafikler halinde gösterilmiştir. Bu çalışmalarda genellikle daimi haldeki tüm alan karakteristiklerinin geçici rejimdekiler ile aynı olduğu kabul edilmiştir. Knapp, pompaların tüm alan karakteristiklerini belirlemek amacıyla bir deney tesisatı kurarak deneyler yapmış ve Karman-Knapp diyagramlarını ortaya koymuştur[1]. Swanson tek kademeli eksenel ve karışık akımlı pompaların tüm alan karakteristiklerini belirlemek amacıyla deneyler yapmıştır[2]. Donsky, Swanson'un elde ettiği üç farklı özgül hızdaki pompaların tüm alan karakteristiği verilerini boyutsuz debi ve boyutsuz basma yüksekliği eksenleri üzerinde boyutsuz sabit devir ve boyutsuz sabit moment eğrileri çizerek yeni bir yöntem geliştirmiştir[3]. Bunu yaparken benzerlik yasalarından yararlanmış. Martin, tüm alan karakteristiklerini göstermek için geleneksel debi sayısı-basınç sayısı diyagramı kullanıldığı takdirde, geçici rejimde devir sayısı yön değiştirdiği zaman yani devir sayısı sıfır olduğu zaman paydanın sıfır olması nedeniyle süreksizlik oluşturmamasının problem teşkil ettiğini, Knapp diyagramının ise gerçekte basma yüksekliğinin sürekli değişmesi yüzünden sayısal hesaplamalarda çok kullanışlı olmadığını belirtmiştir[4]. Bilgisayar ile yapılan su darbesi hesaplamalarında en çok tercih edilenin hem

¹Bu çalışmadaki deneyler, TÜBİTAK tarafından 1001 Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projeleri Destekleme Programı kapsamında desteklenen "Rotadinamik Pompalarda Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi" adlı proje kapsamında gerçekleştirilmiştir.

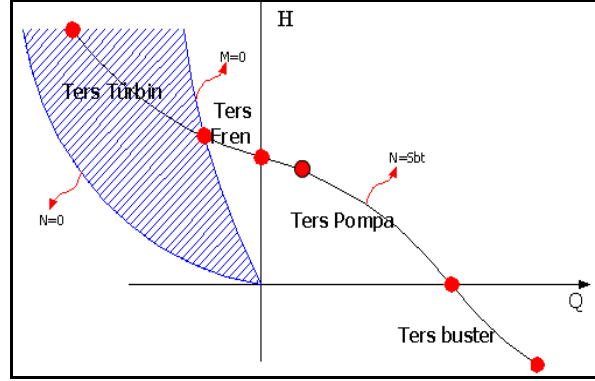
basma yüksekliğinin hem de momentin süreklilik arz etmesi nedeniyle Suter diyagramı olduğunu vurgulamıştır. Bu çalışmada da pompaların tüm alan karakteristiklerini ifade etmek için Suter parametreleri kullanılmıştır.

2. POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİ

Bir pompanın tüm alan karakteristiklerini ifade eden çalışma bölgeleri sekize ayrılabilir. Bölgeleri ayırmada etkili olan dört önemli parametre vardır. Bunlar N devir sayısı, Q pompa içinden geçen debi, M mil momenti ve H pompa manometrik basma yüksekliğidir.



Şekil 1- Düz Dönüş Yönü Bölgeleri[5]



Şekil 2- Ters Dönüş Yönü Bölgeleri[5]

Pompa tasarım yönünde tahrik ediliyorken, karşı basınç çok fazla ise, örneğin basma haznesi emmeye göre yukarıda olmak üzere, kot farkı belli bir değerden yüksekse akış ters yönde meydana gelir. Bu bölgeye fren bölgesi adı verilir. Bu durumun aksine basma haznesi emmeden çok aşağıda ise debi çok artar ve negatif basma yükseklikleri ile karşılaşılır. Aradaki kot farkının öyle bir değeri vardır ki bu noktada pompanın H-Q eğrisi aynı pompanın ambalman eğrisi ile çakışır. İşte bu noktadan sonra kot farkı arttırılırsa türbin bölgesine girilir ve pompa şebekeden elektrik çekmek yerine elektrik üretmeye başlar (Şekil 1). Benzer şekilde pompa ters yönde tahrik edildiğinde ise aynı durumlarda bölgeler ters fren, ters pompa, ters buster ve ters türbin adlarını alırlar. Buradaki fark ise ters türbin bölgesine negatif debilerde geçilmesidir (Şekil 2).

Yukarıda bahsedilen çalışma bölgelerindeki pompa karakteristiklerini belli bir özgül hız için elde ettikten sonra boyutsuz grafikler oluşturulurken benzerlik kurallarından yararlanılmıştır.

“D” doğrusal benzerliği, 1 ve 2 alt indisleri iki farklı boyuttaki pompayı göstermek üzere geometrik bakımdan benzer pompalar için homolog pompa yasaları denklem 1’deki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{gH_1}{(N_1 D_1)^2} = \frac{gH_2}{(N_2 D_2)^2}, \quad \frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3}, \quad \frac{M_1}{\rho_1 N_1^2 D_1^5} = \frac{M_2}{\rho_2 N_2^2 D_2^5} \quad (1)$$

Eğer denklemler aynı pompanın farklı çalışma noktaları için yazılıyorsa $D_1=D_2$, pompa içinden geçen akışkan da değişmiyorsa $\rho_1=\rho_2$ olur ve denklemler şu şekilde sadeleşir:

$$\frac{H_1}{N_1^2} = \frac{H_2}{N_2^2} = \text{sabit} \quad \frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N_2} = \text{sabit} \quad \frac{M_1}{N_1^2} = \frac{M_2}{N_2^2} = \text{sabit} \quad (2)$$

Boyutsuz devir sayısı, basma yüksekliği, debi ve momenti elde etmek amacıyla bu değerler optimum noktadaki değerlerine bölünür:

$$h = \frac{H}{H_0} \quad m = \frac{M}{M_0} \quad q = \frac{Q}{Q_0} \quad n = \frac{N}{N_0} \quad (3)$$

Denklem 3’te elde edilen boyutsuz değerler denklem 2’de yerine konulursa denklem 4 elde edilir:

$$\frac{q}{n} = \frac{Q/Q_0}{N/N_0} = \text{sabit} \quad \frac{h}{n^2} = \frac{H/H_0}{(N/N_0)^2} = \text{sabit} \quad \frac{m}{n^2} = \frac{M/M_0}{(N/N_0)^2} = \text{sabit} \quad (4)$$

Bu durumda h/n^2 ve m/n^2 düşey eksen ve q/n yatay eksen olmak üzere hangi devirde çalışıldığı fark etmeden boyutsuz basma yüksekliği-debi ve boyutsuz moment-debi eğrileri çizilebilir.

Fakat bu fonksiyonlarda devir sayısının “0” olduğu yerlerde paydanın “0” olması süreksizlik yarattığı ve pay değerleri sonsuza gittiği için özellikle nümerik hesaplar yaparken bu durum sorun teşkil etmektedir. Pompanın tüm çalışma bölgelerinde boyutsuz diyagramları çizirken yaşanan süreksizlik sorununu çözmek amacıyla Marchal ve Suter fonksiyonu başka bir şekilde ifade etmeyi önermiştir[6]:

$$WH = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad WM = \frac{m}{n^2 + q^2} \quad (5)$$

$$y = \pi + \tan^{-1}(q/n) \quad (6)$$

Denklem 5'teki WH ve WM parametreleri sırasıyla boyutsuz basma yüksekliği parametresi ve boyutsuz moment parametresi olmaktadır. WH ve WM grafikleri yatay eksen “y” olmak üzere WH(y) ve WM(y) şeklinde çizilir (**Tablo 1**). y parametresi denklem 6 ile hesaplanır ve $\tan^{-1}(q/n)$ sayesinde devir sayısının “0” olup yön değiştirdiği ya da yatay eksen n/q ile gösterilirse debinin “0” olup yön değiştirdiği noktalardaki süreksizlikler ortadan kalkar. Bu sayede bir özgül hız için boyutsuz basma yüksekliği ve boyutsuz moment tüm alan karakteristikleri 0-2 π arasında yalnızca birer sürekli eğri ile gösterilebilmektedir.

Tablo 1

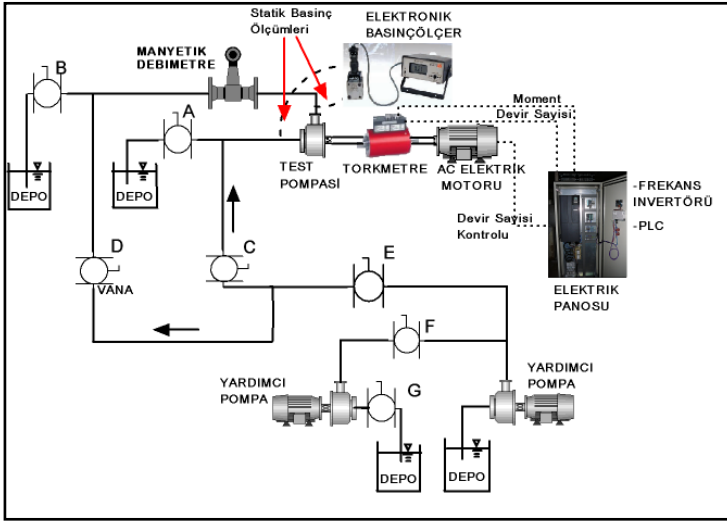
Bölge	N	Q	M	H	Milgücü	Hidrolik Güç	Verim	y
Fren	+	-	+	+	+	-	-	$\pi/2 - \pi$
Pompa	+	+	+	+	+	+	+	$\pi - 3\pi/2$
Buster Fren	+	+	+	-	+	-	-	
Türbin	+	+	-	-	-	-	+	
Ters Türbin	-	-	+	+	-	-	+	$0 - \pi/2$
Ters Fren	-	-	-	+	+	-	-	
Ters Pompa	-	+	-	+	+	+	+	$3\pi/2 - 2\pi$
Ters Buster Fren	-	+	-	-	+	-	-	

3. DENEY DÜZENEGİ

Tüm alan karakteristiklerini elde etmek amacıyla kurulan tesisatta deneyleri yapılan $n_{sq}=32,5$ özgül hızlı pompanın en iyi verim noktası 2950 d/d, 130 m³/h ve 40 m'dir. Bu tesisat, test edilecek pompa, elektrik motoru, pompa mili ile elektrik motoru arasına yerleştirilmiş torkmetre, çift yönlü çalışabilen bir manyetik debimetre, uçları pompa giriş ve çıkışına bağlanmış bir elektronik diferansiyel basınçölçer, borular, akış yönüne dolayısıyla pompanın çalışma bölgelerine farklı kombinasyonlar sağlayan vanalar ve pompaya karşı ya da yardımcı basınç sağlayan yardımcı pompalar kullanılarak hazırlanmıştır (**Şekil 3**). Tesisatın bu şekilde düzenlenmesi ve yukarıda bahsedilen ölçüm cihazları sayesinde basınç-ölçer ile pompa girişi ve çıkışı arasındaki statik basınç farkı, manyetik debimetre ile hacimsel debi (Q) ve dolaylı olarak hız ölçülerek pompa girişi ve çıkışı arasındaki yük farkı (H) elde edilmiştir. Torkmetre üzerinden ise hem pompa milindeki moment (M), hem de devir sayısı (N) ölçülerek elektrik panosundaki dijital ekrandan okunmuştur. Bu şekilde herhangi bir çalışma noktasında pompanın durumunu belirlemek için gereken dört parametre belirlenmiştir.



Şekil 3- Deney Tesisatının Fotoğrafı [7]



Şekil 4- Deney Tesisatının Şematik Görünümü

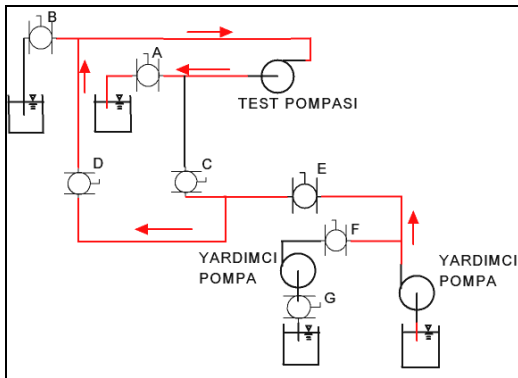
Basınç ölçümü için değişken manyetik dirençli tipte diferansiyel bir basınçölçer kullanılmış, debi ölçümü için ise çift yönlü çalışabilen manyetik bir debimetreden yararlanılmıştır. Moment ölçümü strain gage esaslı bir torkmetreden elektrik panosuna iletilen sinyal vasıtasıyla yapılmış, aynı kablodan iletilen ikinci bir sinyal ile ise devir sayısı elde edilmiştir. Elektrik panosunda ise test pompasının bağlı olduğu 30 kW gücündeki alternatif akım elektrik motorunun devir sayısı ve milin dönüş yönü kontrolü, panodaki bir frekans invertörü sayesinde sağlanmıştır (Şekil 4). Pompanın farklı çalışma bölgelerine geçişini sağlayan yardımcı pompa yine santrifüj tiptedir ve bu pompanın da devir sayısı farklı bir frekans invertörü ile değiştirilerek debinin istenilen çalışma noktasına ayarlanması sağlanmıştır. Tablo 2’de ise test pompasının modeli ve bazı özellikleri yer almaktadır.

Tablo 2

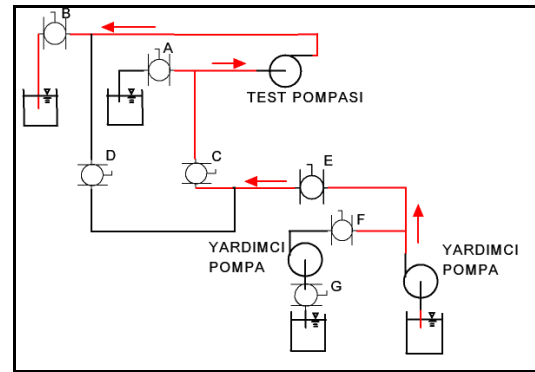
Pompa Tipi	Çark		Kanat Çıkış		Kanat		Pompa Flanşı	
	Giriş Çapı (mm)	Çıkış Çapı (mm))	Genişlik (mm)	Açı (°)	Kalınlığı (mm)	Sayısı	Giriş (mm)	Çıkış (mm)
NSQ32	117	184	28	26,7	3,5	6	100	80

4. DENEYLERİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ

Deneyler gerçekleştirilirken debi en fazla 90 m³/h’e çıkarılabildiği için tüm alan karakteristikleri eğrilerini tamamlayabilmek için bu debinin üstüne çıkılması gereken yerlerde test pompası tasarım değerinden daha düşük devirlerde çalıştırılmıştır. Suter parametreleri ile oluşturulan boyutsuz eğriler benzerlik yasalarının geçerliliğini baz aldığı için hangi devirde çalışıldığının önemi olmamaktadır. Manometrik basma yüksekliği devir sayısının karesiyle orantılı değiştiğinden, düşük devirlerde basıncı doğru bir şekilde okuyabilmek için sık sık basınçölçer içindeki diyafram değiştirilip o basınca uygun olanı seçilmiştir; her deneyden önce kalibrasyon yapılmıştır.



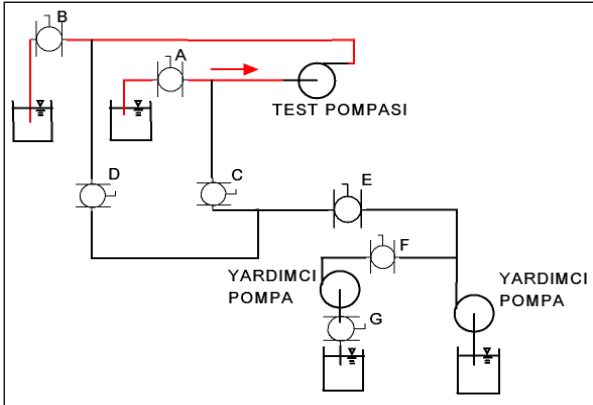
Şekil 5 - Fren, Ters Türbin ve Ters Fren Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi



Şekil 6 - Buster, Ters Buster ve Türbin Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi

Deney düzeneğinde C vanası kapalı, D vanası açık konumda iken yardımcı pompaların çalıştırılması ile akışın Şekil 5’teki gibi olması sağlanmıştır. Bu düzende debi negatiftir; yani akışkan test pompasının basma flanşından girip emme flanşından çıkmaktadır. Bu akış düzeninde iken, test pompasının mili düz yönde tahrik edildiğinde fren bölgesine geçilmiştir. Her şey aynı iken test pompası mili ters yönde tahrik edildiğinde ise pompanın ters fren ve ters türbin bölgelerinde çalışması sağlanmıştır. Benzer biçimde, C vanası açık, D vanası kapalı konumda iken yardımcı pompaların çalışması ile akışkan test pompasının emme flanşından girer, basma flanşından çıkar; yani debinin işareti

pozitifdir. Bu durumu belirten şema **Şekil 6**'da gösterilmiştir. Akış bu yönde sağlandığında test pompası mili düz yönde tahrik edildiğinde buster ve türbin bölgelerinde çalışılmış, ters yönde tahrik edildiğinde ise ters buster çalışma bölgesine ulaşılmıştır.



Şekil 7- Pompa ve Ters Pompa Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi

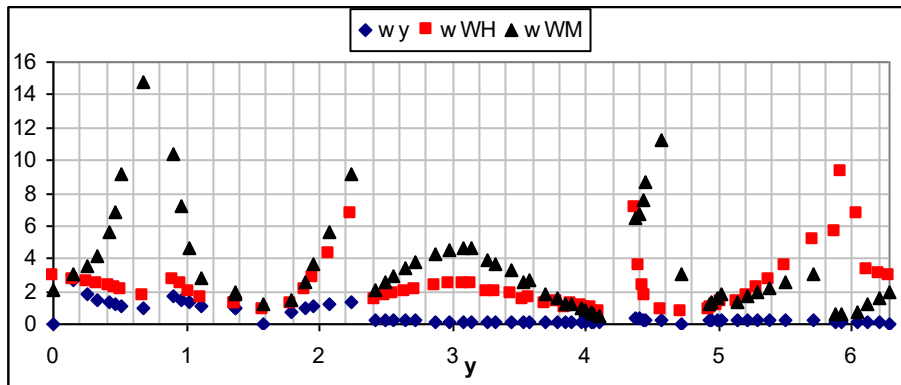
Deney düzeneğinde C ve D vanalarının ikisi birden kapatılıp yardımcı pompalar devre dışı bırakıldığında tesisatta yalnızca depodan su emip aynı depoya su basan bir pompa kalmıştır. Bu durumun şematik gösterimi **Şekil 7**'de yer almaktadır. Pompa mili düz yönde tahrik edildiğinde pompa bölgesinde çalışılmış, ters yönde tahrik edildiğinde ters pompa bölgesinde çalışılması sağlanmıştır.

5. BELİRSİZLİK ANALİZİ

Deneylerde kullanılan ölçme cihazlarının belirsizlikleri aşağıdaki gibidir:

- Elektronik Basınçölçer : $w_p = 500 \text{ Pa}$ (2 barlık membran)
 $w_p = 1250 \text{ Pa}$ (5 barlık membran)
- Manyetik Debimetre : $w_Q = 0.3 \text{ m}^3/\text{h}$
- Torkmetre : $w_M = 0.2 \text{ Nm}$ (100 Nm'lik torkmetre)
- Takometre (Torkmetre üzerinden) : $w_N = 24 \text{ d/d}$ (100 Nm'lik torkmetre)

Ölçüm cihazlarının belirsizlikleri vasıtasıyla boyutsuz tüm alan karakteristiklerinde kullanılan Suter parametrelerindeki belirsizlikler yani w_y , w_{WH} ve w_{WM} hesaplanmış ve **Şekil 8**'deki gibi bulunmuştur. **Şekil 8** incelendiğinde çalışma noktasının 0 ile 2π arasındaki yani yataydaki konumunu belirleyen y parametresindeki belirsizliğin % 2'yi geçmediği görülmüştür. Ancak WH ve WM parametrelerindeki belirsizliklerin çalışma noktasına göre bir hayli değişim gösterdiği görülmektedir.

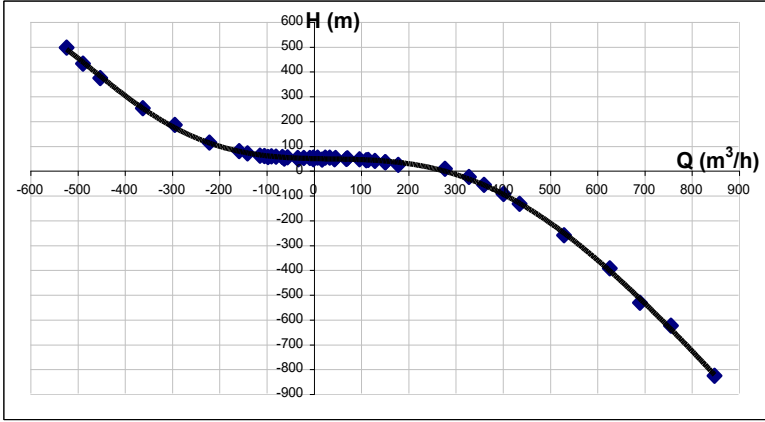


Şekil 8- $n_{sq}=32,5$ Özgül Hızlı Pompa Deneylerindeki Belirsizlik (%)

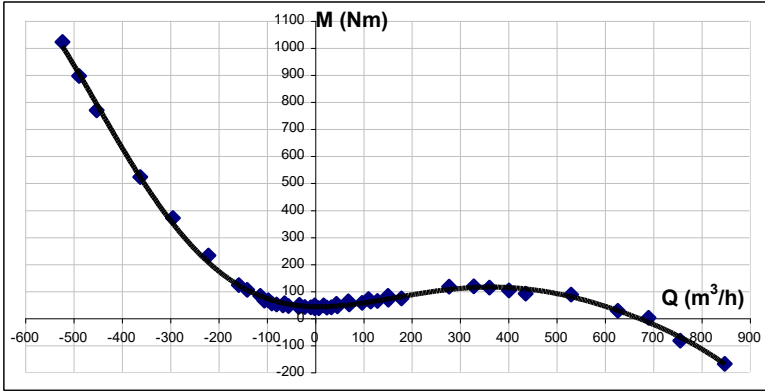
Örneğin y 'nin 0.75 ve 4 etrafında olduğu noktalar momentin "0" civarında olduğu çalışma noktalarıdır. Bu nedenle bu civarda w_{WM} belirsizlik yüzdesi artmaktadır. Benzer şekilde basma yüksekliğinin "0"a yakın olduğu noktalarda yani y 'nin 4.3 ve 6 olduğu civarlarda WH parametresindeki belirsizlik benzer nedenlerle artmaktadır. 2.2 civarında belirsizliğin bir miktar artmasının nedeni ise bu noktalarda veri elde edebilmek için devir sayısının düşürülmesidir. Bu civarda sağa doğru gidildikçe vana kısıldığı için debideki belirsizlik de artmaktadır. 2.4'e gelindiğinde ise artık veriler yüksek devir ve yüksek debide alındığı için belirsizlik düşük çıkmıştır.

6. DENEY SONUÇLARI

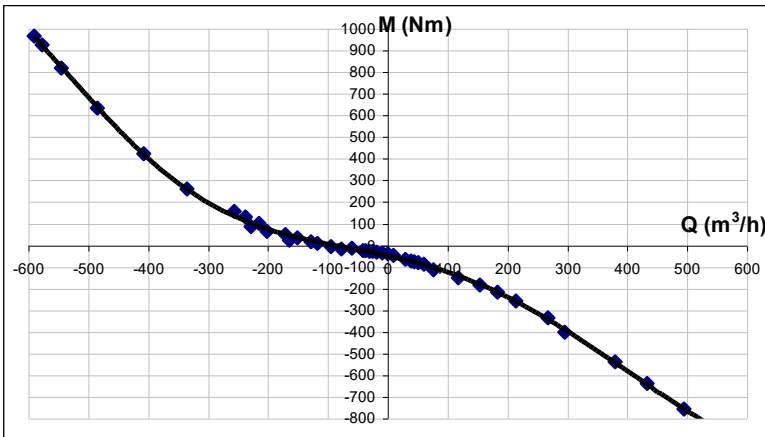
Deneylerde yaklaşık $90 \text{ m}^3/\text{h}$ 'nin üzerine çıkılamaması nedeniyle Suter parametreleriyle çizilen grafiği tamamlamak için gereken noktalarda test pompası düşük devirlerde çalıştırılmıştır. Daha sonra H, M ve Q değerleri pompa benzerlik yasaları kullanılarak tasarım devir sayısındaki hallerine çevrilmiş ve bu devir sayısındaki boyutlu



Şekil 9- Normal Dönüş H-Q eğrisi (3000 d/d)



Şekil 10- Düz Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d)



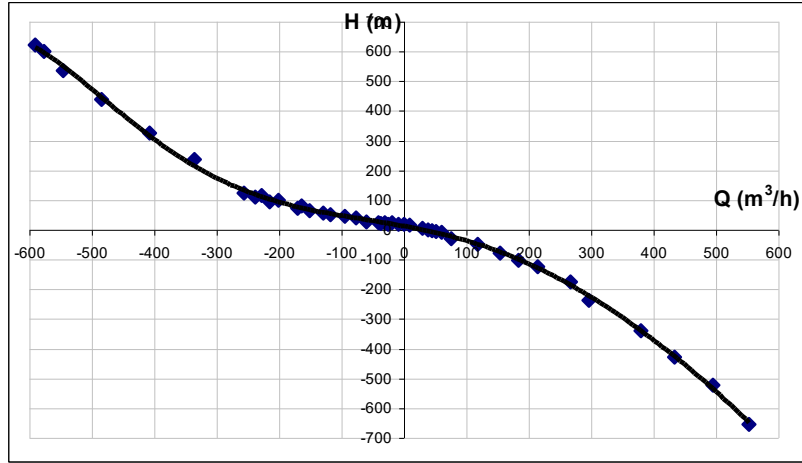
Şekil 11 - Ters Dönüş H-Q Eğrisi (3000 d/d)

eğriler çizdirilmiştir. Şekil 9 - Şekil 13 arasındaki grafiklerdeki veriler bu şekilde edilmiştir. Şekil 9'da test pompasının tasarım devir sayısı olan 3000 d/d için normal yönde tahrik edildiğinde ortaya çıkan H-Q eğrisi görülmektedir. Basma yüksekliğinin kapalı vanadan büyük ve debinin negatif olduğu noktalar fren bölgesine aittir. Yaklaşık $300 \text{ m}^3/\text{h}$ 'den itibaren basma yüksekliği negatife geçmiştir. Bu noktadan itibaren pompa bölgesi bitmekte, buster bölgesine geçilmektedir.

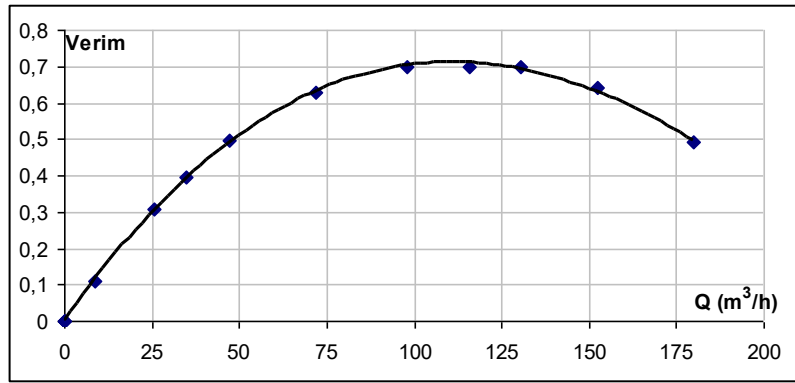
Şekil 10'da ise aynı durum için debi ile değişen mil momenti karakteristiği verilmektedir. Yaklaşık $700 \text{ m}^3/\text{h}$ 'den itibaren mil momentinin yön değiştirdiği fark edilmektedir. Mil momentinin negatife geçtiği noktadan itibaren buster bölgesinden türbin bölgesine geçilmiştir.

Şekil 11'de pompa milinin ters yönde tahrik edildiği durumdaki 3000 d/d için H-Q eğrileri gösterilmektedir. Basma yüksekliğinin kapalı vanadan yüksek olduğu bölümde yani negatif debilerde ters türbin ve ters fren bölgelerinde çalışılmakta, basma yüksekliğinin negatife geçtiği noktadan itibaren ise ters buster bölgesine ait çalışma noktalarına ulaşılmaktadır.

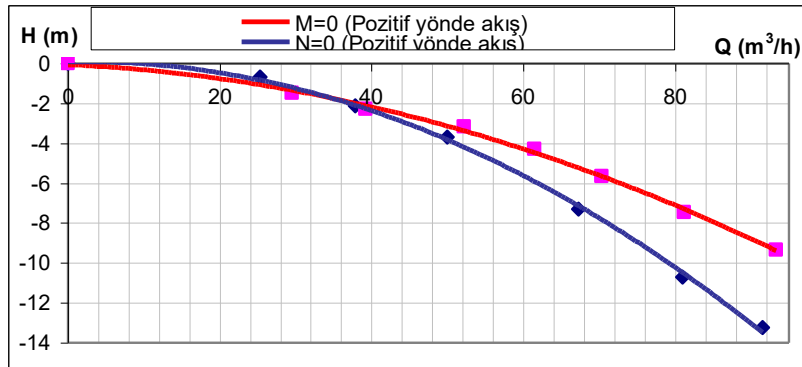
Şekil 12'de verilen M-Q diyagramında yaklaşık $-100 \text{ m}^3/\text{h}$ 'de momentin işaret değiştirdiği görülmektedir. Bu noktanın solunda kalan noktalar ters türbin, sağında kalan kapalı vanaya kadar olan noktalar ise ters fren bölgelerine aittir. Şekil 13'te ise test edilen pompanın verim eğrisi verilmektedir.



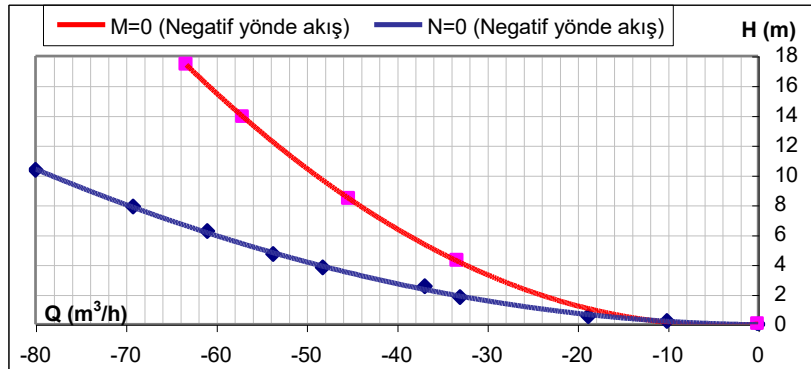
Şekil 12- Ters Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d)



Şekil 13- Pompa η - Q Eğrisi (3000 d/d)



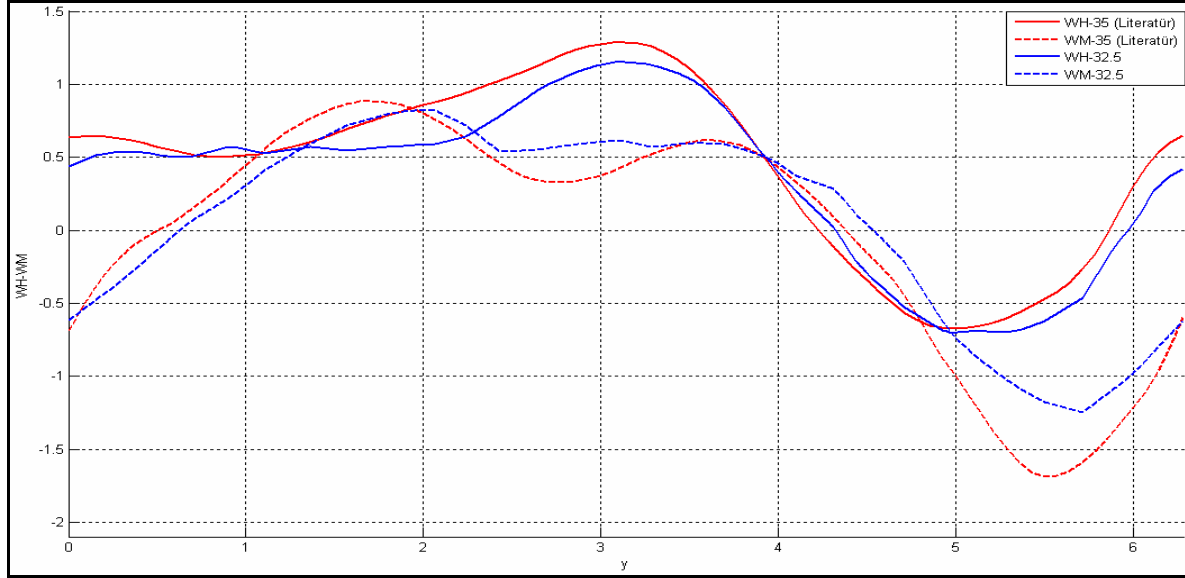
Şekil 14- Pozitif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği



Şekil 15- Negatif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

Şekil 14 ve **Şekil 15**'te ise doğru ve ters yönde akışlar için ambalman ve bloke mil eğrileri verilmektedir. Pozitif yöndeki akışlar için bloke mil eğrisinin bütün noktaları boyutsuz grafikte yatayda $3\pi/2$ noktasına tek bir nokta olarak düşmektedir. Negatif akışlar için ise benzer şekilde tek bir nokta elde edilmekte, bu nokta ise yatayda $\pi/2$ noktasına karşılık gelen nokta olmaktadır.

Ambalman eğrisi için de aynı şekilde, tüm bir eğri, boyutsuz grafikte momentin "0" olduğu noktaya tek bir nokta olarak yansımaktadır. Çarkın düz yönde dönmesi ile elde edilen pozitif debiler için ambalman eğrisi bir nokta, çarkın ters yönde dönmesi ve negatif debiler için diğer ambalman eğrisi boyutsuz grafikte başka bir nokta vermektedir.



Şekil 16- $n_{sq}=32,5$ ve $n_{sq}=35$ (literatür) Tüm Alan Karakteristikleri

Şekil 16'da, ölçülen pompanın tüm alan karakteristikleri ve literatürde bulunan, bu özgül hızla çok yakın bir özgül hızla ait boyutsuz tüm alan karakteristiklerinin Suter parametreleri ile gösterimi yer almaktadır. Boyutsuzlaştırma yapılırken denklem 5 ve denklem 6'dan yararlanılmıştır. Şekilde görüldüğü gibi, pompanın çalışma bölgeleri yalnızca iki eğri ile ifade edilebilmektedir. Eğriler incelendiğinde ise y parametresinin 5 ve 2π arası olduğu yani ters pompa ve ters buster bölgesine denk gelen yerlerdeki moment eğrisi hariç çok büyük bir farklılık göze çarpmamaktadır.

7. SONUÇ

$n_{sq}=32,5$ özgül hızlı pompanın tüm alan karakteristikleri elde edilmiş ve literatürdeki $n_{sq}=35$ özgül hızına ait karakteristikler ile karşılaştırılmıştır. $n_{sq}=35$ e ait verilerin 1960'lı yılların ölçüm teknikleriyle elde edilmiş olmasına, buna karşın bu çalışmadaki deneylerde daha hassas ve teknolojik ölçüm cihazları kullanılmış olmasına rağmen boyutsuz grafiklerde çok büyük bir değişim olmadığı görülmüştür.

Eğrilerdeki farklılığın bir nedeni de, her ne kadar çok yakın özgül hızlara sahip olsalar da pompaların çark ve salyangoz yapısının farklı olmasının boyutsuz karakteristikler üzerindeki etkisidir.

En doğru ölçümü yapabilmek için pompa nominal devir sayısında ya da bu devre yakın devirlerde çalıştırılmalıdır. Bu sayede benzerlik kurallarının düşük devirlerde geçerli olup olmadığı problemi yaşanmayacaktır. Yüksek devirlerde çalışıldığında aynı zamanda ölçüm belirsizliği de azalacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Knapp, R. T., "Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in the Prediction of Transient Behaviour", Trans. ASME, Vol. 59, 683-689, 1937.
- [2] Swanson, W. M., "Complete Characteristic Circle Diagrams for Turbomachinery", Trans. ASME, Vol. 75, 819-826, 1953.
- [3] Donsky, B., "Complete Pump Characteristics and Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients", J. Basic Eng., ASME, 685-699, 1961.

- [4] Martin, C. S., "Representation of Pump Characteristics For Transient Analysis", Fluids Engineering Division (Publication) FED, ASME, Vol. 6, 1-13, 1983.
- [5] Soydemir N. G., "Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi", s.21-23, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2006.
- [6] Wylie, B. E. and Streeter, V. L., "Hydraulic Transients", pp 145-146, McGraw, Hill Inc., U.S.A, 1983.
- [7] İlkan A. N., "Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Deneysel ve Nümerik Yollarla Elde Edilmesi", s.20- 44, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2008.

SUMMARY

Experimental Investigation Of The Complete Characteristics Of Rotodynamic Pumps

In pumping systems waterhammer is an important problem which can damage the pipeline because of low and high pressures fluctuations. To calculate the pressure as a function of time and position, numerical methods are used. In case of a pump failure, pump characteristics are needed as a boundary condition. During the transient period after a pump failure, the pump may work in normal or reverse rotation and can run in four different working zones for each, called pump, turbine, brake and booster.

In the literature, the complete characteristics of three pumps that have centrifugal, mixed flow and axial impeller, that has specific speeds of 35, 147 and 261 respectively, are available. These complete characteristics are obtained with the assistance of 1960's measuring devices and techniques.

Pump efficiency values are much higher in recent years compare to the past. Concerning the reliability and accuracy, measuring devices and techniques are improved. The main purposes of the present work, which is supported by TUBITAK (The Scientific and Technological Research Council of Turkey), is to reveal the effect of these improvements on the complete pump characteristics.

Concerning the complete pump characteristics, the main parameter is the specific speed of the pump. In this study, as a part of the project mentioned above, complete characteristics of a centrifugal pump having specific speed $n_{sq}=32,5$ are obtained experimentally. A special experimental setup is built for this purpose and described in the paper. During experiments, four parameters which are torque, flowrate, static pressure and rotational speed were measured and monitored. Changes between different working zones were provided by an auxiliary pump fixed in the set up. Speed of the pump under investigation and auxiliary pump are adjusted by the frequency inverter. Characteristics for zero torque and for zero rotational speed were also measured for the test pump. Next, non-dimensionalised characteristics are presented on the graph by using Suter parameters. Suter parameters consist of one independent and two dependent nondimensionalized variables and described in the paper. These characteristics are compared with the complete characteristics of a centrifugal pump existing in the literature having a specific speed of $n_{sq}=35$. There is not much difference between these curves.

ROTADİNAMİK POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN NÜMERİK YOLLA ELDE EDİLMESİ

Erkan AYDER

İTÜ Makina Fakültesi

Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı

Ayhan Nazmi İLİKAN

İTÜ Makina Fakültesi

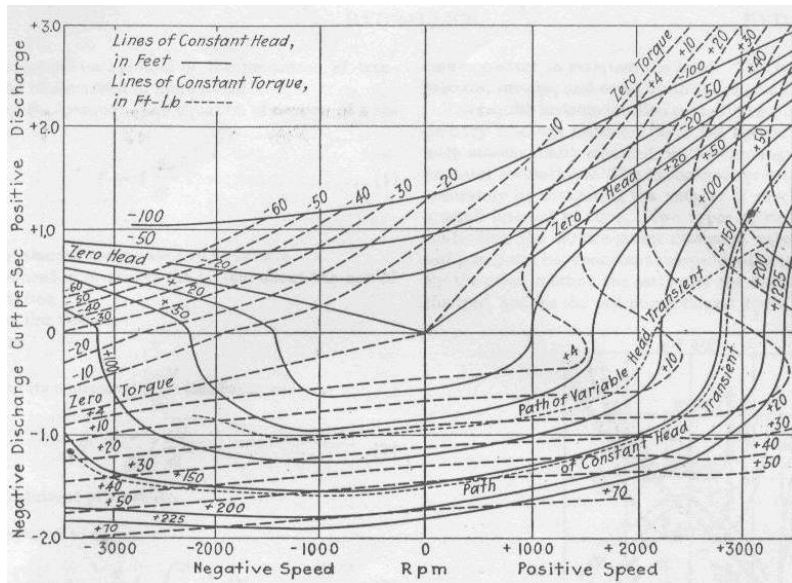
Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı

ÖZET

Pompa tesisatlarında ani güç kesintisi sonrasında oluşan basınç dalgalanması sırasında, tesisattaki düşük ve yüksek basınçları hesaplamak için pompaların tüm alan karakteristiklerine ihtiyaç vardır. Tüm alan karakteristikleri, akışkanın pompanın basma flanşından ya da emme flanşından girmesi, pompa çarkının düz ya da ters yönde dönmesi ve bunların kombinasyonlarını kapsamaktadır. Bu kombinasyonlarla oluşan sekiz çalışma bölgesinde pompa, bir türbin gibi ya da enerji sarfedecek biçimde çalışabilmektedir. Bu çalışmada söz konusu karakteristiklerin, sayısal akışkanlar dinamiğinin tekniklerini kullanarak, pompa içindeki akış alanı hesaplanarak, elde edilmesi amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda, GAMBIT paket yazılımı kullanılarak, $n_{sq} = 38.5$ özgül hızlı bir santrifüj pompa çarkı içinde akışkanın bulunduğu hacim modellenmiştir. Oluşturulan sayısal çözüm ağı sayesinde, sonlu hacimler yöntemini kullanan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan FLUENT vasıtasıyla, süreklilik ve momentum denklemleri çözülerek karakteristikler elde edilmiştir. Çözüm aşamasında, hesaplamalar farklı debiler için yapılmıştır. Çark, çalışma bölgesine göre düz ya da ters yönde olmak üzere dizayn devir sayısı ile döndürülmüştür. Bu sayede benzerlik kurallarını kullanmaya gerek kalmadan, elde edilen karakteristikler boyutsuz bir şekilde ifade edilebilmiştir. Literatürdeki özgül hızlardan, nümerik çözümü yapılmış olan pompanın özgül hızına yakın olanın ($n_{sq} = 35$) tüm alan karakteristikleri ile yapılan karşılaştırmalar, pompanın bazı çalışma bölgeleri için sayısal sonuçların büyük bir doğrulukla literatürdeki sonuçlar ile uyumlu olduğunu göstermiştir. Çark içinde akış ayrılmalarının olduğu çalışma bölgelerinde ise sayısal yöntemler ile sonuç elde etmek mümkün olmamıştır.

1. GİRİŞ

Pompaların tasarım dışı çalışma karakteristiklerini elde etmek amaçlı çalışmalar 1930'lu yıllarda başlamıştır. Knapp oluşturduğu deney tesisatında çeşitli deneyler yapmış ve Karman'ın önerisiyle bu tasarım dışı durumları dört bölümden oluşan bir daire diyagramında göstermiştir (Şekil 1).



Şekil 1- Dört Parmak Çift Emişli Pompa İçin Tüm Alan Karakteristikleri [1]

Daha sonra Swanson santrifüj pompa için yapılan deneyleri karışık akım ve eksenel-lere genişletmiştir[2]. Tasarım dışı koşullardaki karakteristikler araştırılırken bir yandan da bu karakteristikleri en uygun formda sunmak için çeşitli önerilerde bulunulmuştur. Günümüzde ise pompanın bütün çalışma bölgelerini moment ve manometrik basma yüksekliğini yalnızca birer sürekli eğri ile ifade edebildiği için Suter parametreleri ile gösterim şekli yaygın olarak kullanılmaktadır. Pompanın çalışma bölgelerini, çarkın düz dönüş yönü için dört ve ters dönüş yönü için dört bölge olmak üzere toplam sekiz bölgeye ayıran bu grafik, özellikle su darbesi hesaplarında kolaylık sağlamaktadır; çünkü su darbesi hesaplarında yaygın olarak kullanılan karakteristikler metodunda pompaların tüm

alan karakteristikleri sınır koşulu olarak kullanılmaktadır. Suter parametreleri ile oluşturulan boyutsuz tüm alan karakteristikleri eğrileri, literatürde, denklem 1 ile hesaplanan $n_{sq}=35$, $n_{sq}=147$ ve $n_{sq}=261$ olmak üzere üç özgül hız için bulunmaktadır. Bu çalışmada ise $n_{sq}=38,5$ özgül hızına sahip santrifüj pompa çarkının tüm alan karakteristikleri bilgisayar ortamında elde edilmiştir.

$$\text{Özgül hız} = n_{sq} = \frac{N_0 \sqrt{Q_0}}{(H_0)^{3/4}} \quad N_0 : d/d, \quad Q_0 : m^3 / s, \quad H_0 : m \quad (1)$$

Solidworks yazılımı ile katı modeli oluşturulmuş olan pompa çarkının çözüm ağı Gambit yazılımı ile elde edilmiş ve yine aynı yazılım ile sınır koşulları belirlenmiştir. Daha sonra Fluent yazılımı ile çark içindeki akış çözdürülmüştür.

2. SUTER PARAMETRELERİ

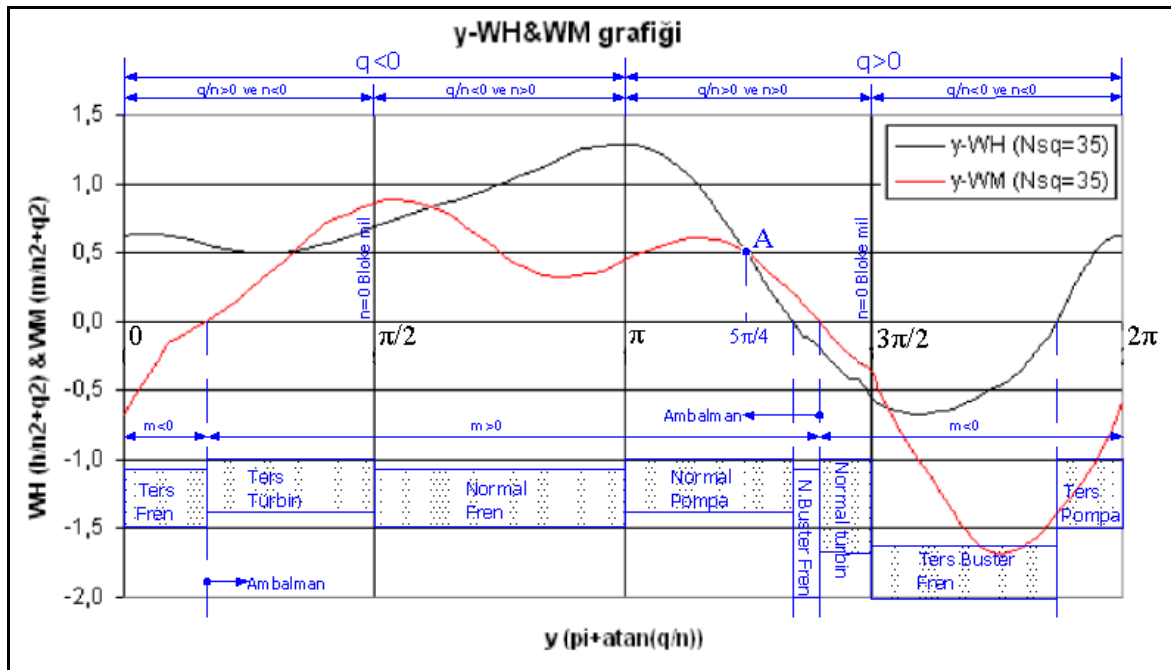
Pompaların tüm çalışma noktaları Suter parametreleri ile 0 ile 2π arasında yalnızca 2 eğri ile gösterilebilmektedir[3]. Optimum noktadaki değerleriyle denklem 2'deki gibi boyutsuzlaştırılan basma yüksekliği, devir sayısı, debi ve moment, denklem 3 ve denklem 4 vasıtasıyla Suter basma yüksekliği parametresine (WH) ve Suter moment parametresine (WM) dönüştürülür. Denklem 4 ise, debi ve devir sayısının bir fonksiyonudur ve tüm alan karakteristikleri grafiğinde “y” parametresi 0 ile 2π arasında değişmektedir[4]. (q/n) ifadesinin $\tan^{-1}$ içine alınması devir sayısının işaret değiştirdiği noktalardaki süreksizliği ortadan kaldırmaktadır.

$$h = \frac{H}{H_0} \quad m = \frac{M}{M_0} \quad q = \frac{Q}{Q_0} \quad n = \frac{N}{N_0} \quad (2)$$

$$WH = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad WM = \frac{m}{n^2 + q^2} \quad (3)$$

$$y = \pi + \tan^{-1}(q/n) \quad (4)$$

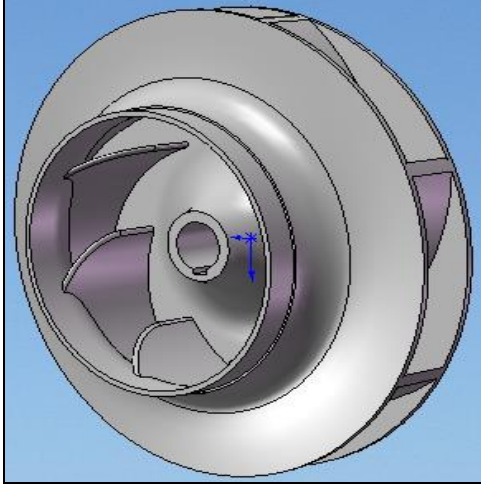
Şekil 2’de literatürde bulunan $n_{sq}=35$ özgül hızına ait, Suter parametreleri ile sunulmuş tüm alan karakteristikleri eğrileri yer almaktadır. 0 ile π arasında akışkanın pompanın basma flanşından girip emme flanşından çıktığı negatif debiler yer alırken, $\pi-2\pi$ arası pozitif debileri göstermektedir. $\pi/2$ ile $3\pi/2$ noktaları bloke mil çalışma noktalarını göstermektedir. Şekilde görüldüğü gibi, pompanın çalışabileceği toplam sekiz bölge bulunmaktadır.



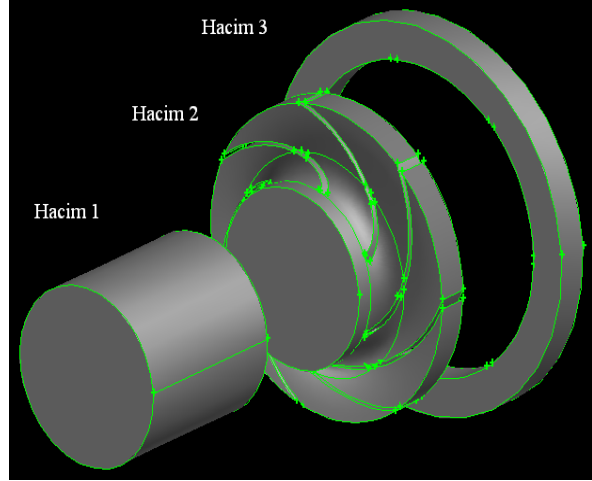
Şekil 2- Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Suter Parametreleri ile Gösterimi[5]

3. ÇÖZÜM AĞI OLUŞTURMA

$n_{sq}=38,5$ özgül hızlı pompa çarkının katı modeli **Şekil 3**'te görülmektedir [6]. Solidworks yazılımı ile katı modeli oluşturulan pompa çarkının çark giriş ağzı çapı 250mm ve çark çıkış çapı ise 433 mm'dir. Pompanın tasarım değerleri ise 1450 d/d, 900 m³/h ve 50 m'dir.



Şekil 3- $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompa Çarkının Tasarım Değerleri



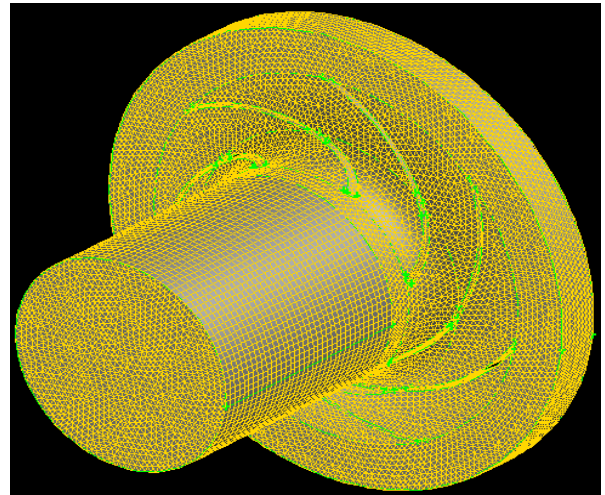
Şekil 4- Akış Hacimleri

Pompa içindeki akışı çözdürebilmek için Gambit yazılımı kullanılarak katı kısımlar çıkarılıp yerine akışkan kısımlar doldurulmuş, yani modelin negatifi alınmıştır. Bu durumda çark içinde kalan akışkan **Şekil 4**'te Hacim 2 ile gösterilmektedir. Hacim 1 çarkın girişine bağlanmış kısa bir boru ve Hacim 3 ise kanatsız bir difüzör şeklindedir. Bu durumda model, çarkın içindeki akışkanı temsil eden ve dönen Hacim 2, buna karşın sabit duran Hacim 1 ve Hacim 3'ten oluşmaktadır.

Model oluşturulduktan sonra yine Gambit paket programı ile çözüm ağı oluşturulmuştur. Hacim 2 ve Hacim 3 için "tetrahedral/hybrid" hacim elemanları kullanılırken Hacim 1'de hexahedral/wedge tip hacim elemanları kullanılmıştır. Üç hacimin birleşiminde toplam 350.000 hacim elemanı ile çözümler gerçekleştirilmiştir (**Şekil 5**).

Tüm alan karakteristikleri elde edilirken pompa debinin pozitif ya da negatif olabileceği, dönme yönünün de düz ya da ters olabileceği çeşitli çalışma bölgelerinden geçtiği için çalışma bölgesine göre farklı sınır koşulları verilmiştir. Debinin pozitif olduğu pompa, buster ve türbin bölgelerinde Hacim 2'ye ve ona ait yüzeylere 1450 d/d tasarım yönünde dönme hızı verilmiştir.

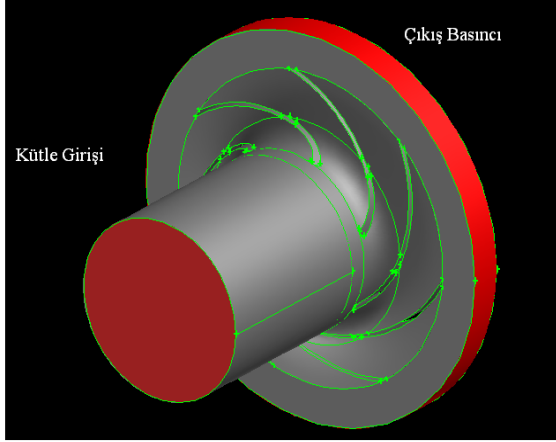
Şekil 6'da görülen giriş yüzeyine kütle giriş şartı, çıkışa ise çıkış basıncı şartı verilmiştir. Ters pompa ve ters buster bölgelerinin bundan tek farkı sınır koşullarında çark ve ilgili yüzeylere 1450 d/d dönme hızının tasarımın tersi yönünde verilmiş olmasıdır. Debinin negatif olduğu yani akışkanın çarkın basma kısmından girip emme yüzeyinden çıktığı bölgeler için ise pozitif debilerde kütle girişi verilen yüzeylere çıkış basınç şartı, çıkış basıncı verilen yüzeylere ise kütle girişi verilmiş olmasıdır. Fren bölgesinde Hacim 2 ve ilgili yüzeyleri tasarım yönünde 1450 d/d ile döndürülürken, ters fren ve ters türbin bölgelerinde ters yönde dönme hızı verilmiştir. Çarkın içindeki akışkanı temsil eden hacim haricindeki hacimler her zaman sabit kalırken bunlara ait yüzeyler de sabit bırakılmıştır.



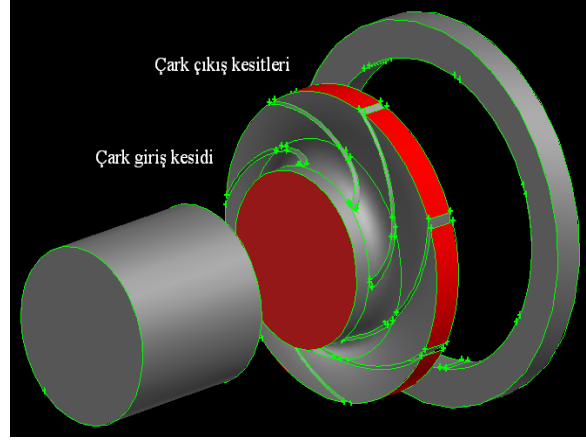
Şekil 5- Çark İçindeki Çözüm Ağı

Çark içindeki akış Fluent yazılım ile çözdürülmüştür. Model olarak 3 boyutlu, daimi ve mutlak hız hesaplamalı seçenek seçilmiştir. Türbülans modeli olarak k-epsilon modeli seçilmiş, basınç sınır koşulu verilen yüzeylere 200000 Pa

basınç verilmiştir. Modellemede hidrolik çap ve türbülans yoğunluğu verilmiş olup türbülans yoğunluğu % 3 verilmiştir. Momentum ve türbülans parametreleri için ikinci mertebeden yöntemler seçilmiştir. Sonuçlar alınırken, **Şekil 7**'de görülen çarkın giriş kesidi ile çark çıkış kesitleri arasındaki toplam basınç farkından yola çıkarak manometrik basma yüksekliği hesaplanmıştır. Dönme eksenini baz alınarak ise moment hesaplatılmış, bu sayede tüm alan karakteristikleri eğrilerini elde etmek için gereken dört parametre (H,Q,N,M) tamamlanmıştır.



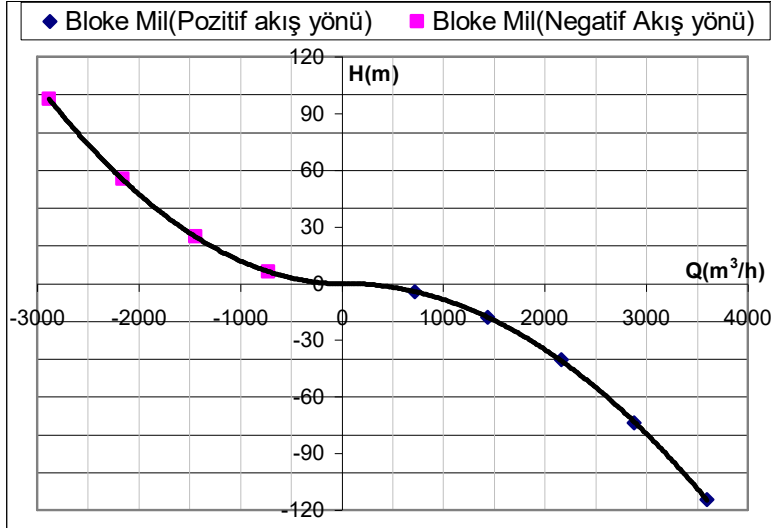
Şekil 6 - Sınır Koşulları



Şekil 7 - Toplam Basınç Farkının Hesaplandığı Yüzeyler

4. ANALİZ SONUÇLARI

Analizi yapılan pompanın pozitif ve negatif debiler için bloke mil karakteristikleri **Şekil 8**'de yer almaktadır. Pompa çarkı sabit tutulurken pompa içinden pozitif ya da negatif yönde akışkanın geçtiği, pompanın bir kayıp elemanı gibi davrandığı bu durumun karakteristiklerini elde etmek için bütün hacimler ve yüzeylere sabit durma koşulu verilmiş, pozitif ve negatif akış yönleri için farklı debilerde manometrik basma yükseklikleri elde edilmiştir.

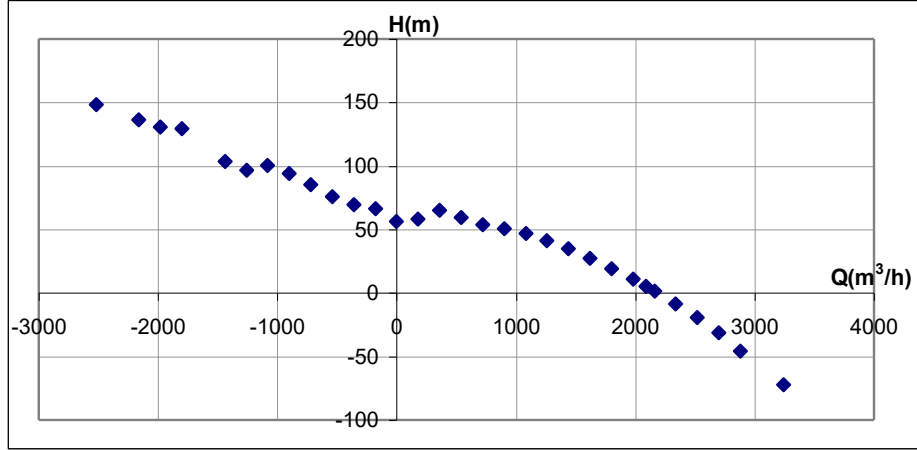


Şekil 8- Bloke Mil Karakteristikleri

yüksek olduğu negatif debiler fren bölgesi, basma yüksekliğinin negatife geçtiği bölgeler ise buster ve türbin bölgeleridir.

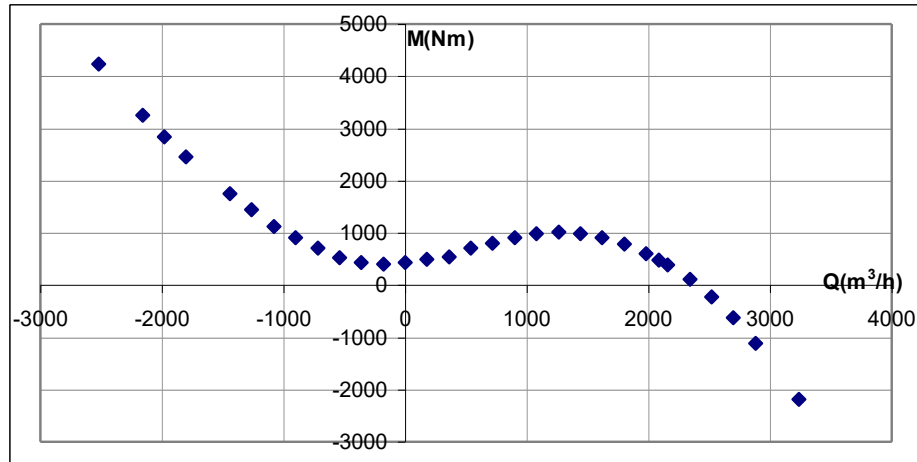
Bloke mil için pozitif debilerle elde edilen bütün noktalar Suter diyagramında yatayda $3\pi/2$ noktası olmak üzere aynı WH ve WM değerlerini vermekte, negatif debilerde ise yatayda $\pi/2$ noktasına karşılık gelip her biri aynı WH ve WM değerlerini vermektedir. Bu yüzden boyutsuz grafiklere taşıyabilmek için bloke mil eğrisinden aslında pozitif debiler için bir, negatif debiler için de bir nokta yeterli olmaktadır.

Şekil 9'da 1450 d/d hız ile tasarım yönünde dönüş durumu için H-Q eğrisi verilmiştir. Özellikle debinin "0" a yaklaştığı noktalarda yakınsama problemi yaşanmıştır. Bu problem negatif debilerde de devam etmektedir. Kapalı vana noktasında değer elde edilirken diğer durumlardan farklı olarak girişe 0 m³/h giriş debisi koşulu verilmiştir. Basma yüksekliğinin kapalı vanadan daha



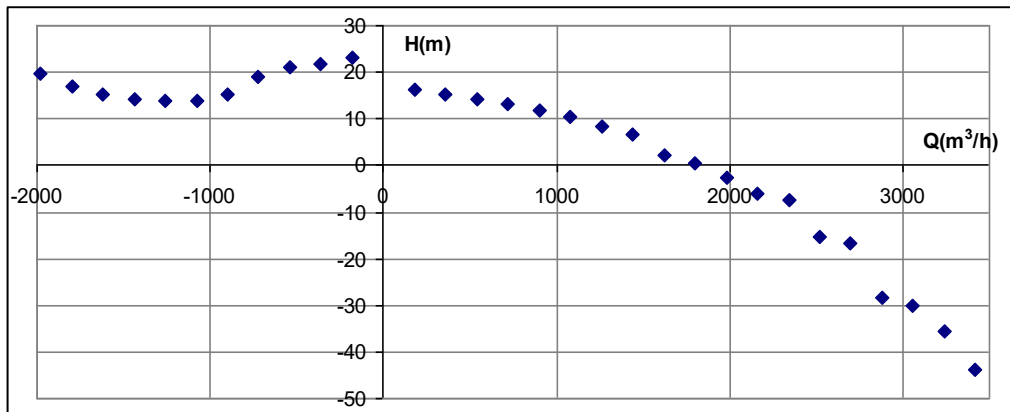
Şekil 9- Pozitif Dönüş Yönü H-Q eğrisi

Şekil 10'da 1450 d/d ile tasarım yönünde dönüş durumu için moment karakteristikleri verilmektedir. H-Q eğrisinde negatif basma yüksekliklerinin buster fren ve türbin bölgelerine karşılık geldiği anlaşılabilmekte, fakat buster ile türbin arasındaki sınır farkedilememektedir. M-Q eğrisinde bu geçiş noktası görülebilmektedir. Momentin işaret değiştirdiği yaklaşık 2500 m³/h debiden itibaren buster bölgesinden çıkılıp türbin bölgesine girilmektedir.



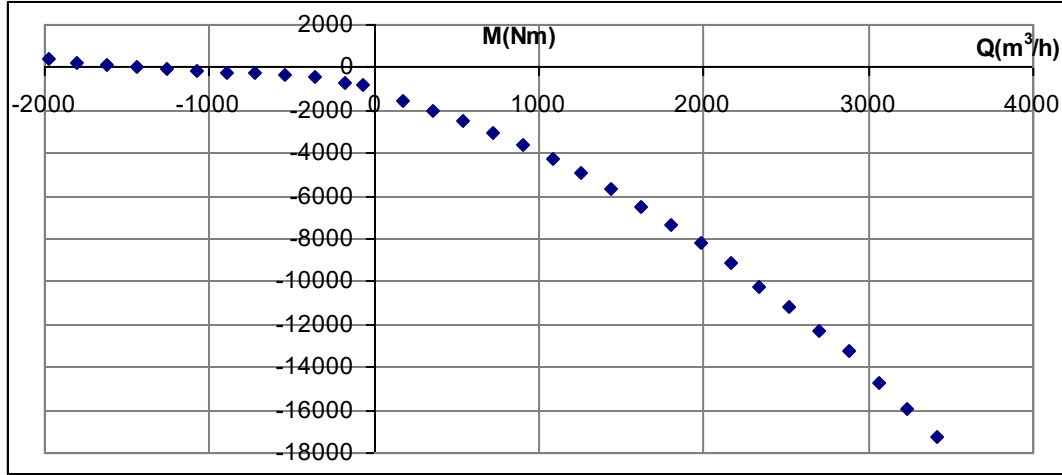
Şekil 10- Pozitif Dönme Yönü M-Q Eğrisi

Şekil 11'de 1450 d/d dönüş hızı ile tasarımın tersi yönünde dönüş durumu için H-Q karakteristikleri verilmektedir. Kapalı vanaya yakın bölgelerde ve düşük debilerde yakınsama problemi düz dönüşlerde olduğu gibi burada da mevcuttur.

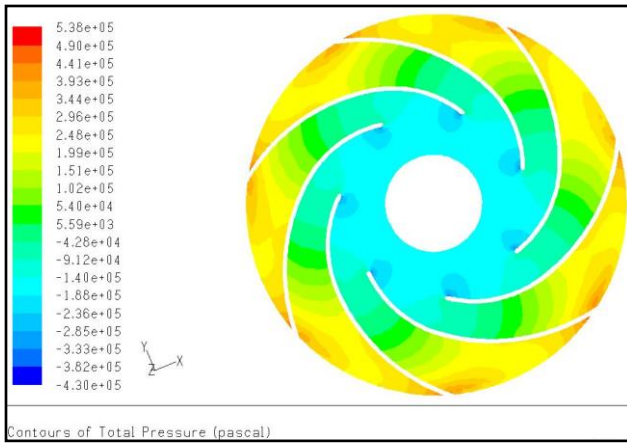


Şekil 11- Negatif Dönme Yönü H-Q Eğrisi

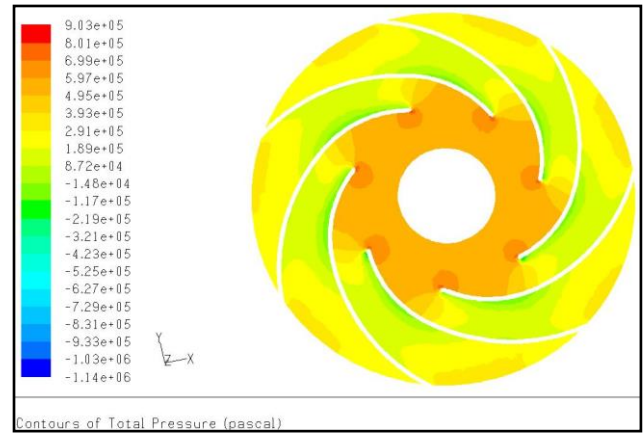
Şekil 12’de ise 1450 d/d ile ters yönde dönüş durumu için M-Q karakteristikleri verilmektedir. Pozitif debilerde moment negatif iken negatif debilerde belli bir değerden sonra işaret değiştirmektedir. O noktada ters türbin bölgesine girilmektedir.



Şekil 12- Negatif Dönme Yönü M-Q Eğrisi

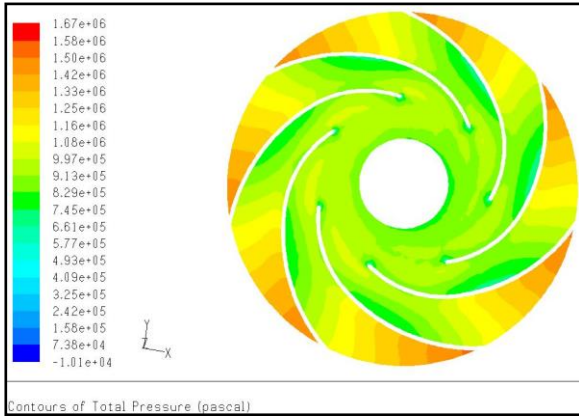


Şekil 13- Q=900m³/h, N=1480d/d için Çarkın Ortasındaki Toplam Basınç Konturları



Şekil 14- Q=2700 m³/h, N=1450 d/d için Çarkın Ortasındaki Toplam Basınç Konturları

Şekil 13’te pompa çarkının dizayn noktasındaki toplam basınç konturları görülmektedir. Toplam basıncın beklenen şekilde çıkışa doğru arttığı gözlemlenmektedir.

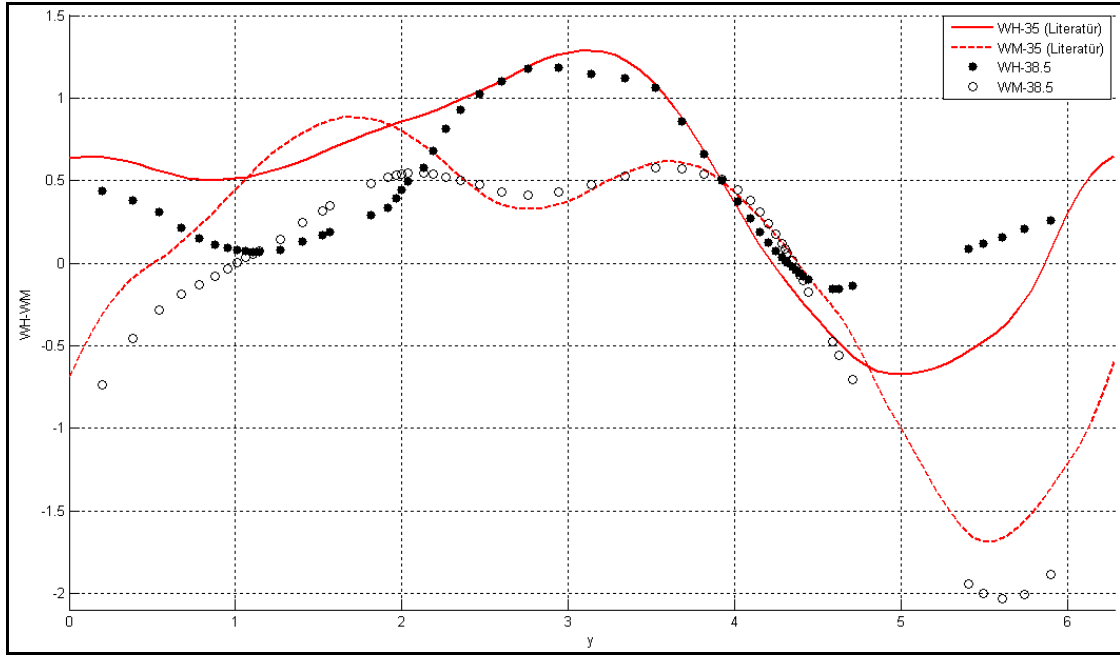


Şekil 15- Q=-2880 m³/h, N=-1450 d/d için Çarkın Ortasındaki Toplam Basınç Konturları

Şekil 14’te ise 2700 m³/h debi için pompa çarkı 1450 d/d ile düz yönde dönüyor iken elde edilen toplam basınç konturları verilmektedir. Akışkanın toplam basıncının girişten çıkışa azaldığı gözlemlenmektedir. Bu noktada momentin de negatif olmasından bu çalışma noktasının türbin bölgesine dahil olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 15’te görülen toplam basınç konturları -2880 m³/h debi ve -1450 d/d devir sayısı için yani hem akışkanın ters yönde geçtiği hem de çarkın ters yönde döndüğü durumdaki bir çalışma noktasına aittir. Bu bölgede ise yüksek basma yükseklikleriyle karşılaşmaktadır ve şekilden de görüldüğü gibi akış yönünde toplam basınç düşmektedir. Bu çalışma noktası ters türbin bölgesine dahil olmaktadır.

Analizi yapılan pompa çarkının Suter parametreleri ile oluşturulmuş boyutsuz WH ve WM eğrileri Şekil 16’da yer almaktadır. Literatürdeki $n_{sq}=35$ özgül hızına ait grafikler ile

karşılaştırıldığında pompa, buster ve türbin gibi akışın düz yönde geçtiği ve pompa çarkının tasarım yönünde döndüğü bölgelerde literatürdeki deneysel yollarla elde edilmiş grafiklerle bu çalışmada elde edilen noktalar bir hayli uyum içinde iken, akışkanın çarkın basma bölümünden girip emme tarafından çıktığı ya da çarkın ters yönde döndüğü bölgelerde ciddi farklılıklar görülmektedir. Özellikle pompa çarkı ters yönde dönerken akışkanın pozitif yönde hareket ettiği durumlarda netice elde etmek mümkün olmamıştır.



Şekil 16- $n_{sq}=35$ (literatür) ile $n_{sq}=38.5$ (nümerik) Tüm Alan Karakteristiklerinin Kıyaslanması

5. SONUÇ

$n_{sq}=38,5$ özgül hızlı pompa çarkının tüm alan karakteristikleri nümerik yolla elde edilmiş ve literatürdeki $n_{sq}=35$ özgül hızına ait karakteristikler ile karşılaştırılmıştır. Nümerik sonuçlar pompa, buster ve türbin bölgelerinde deneyseller ile uyum içinde iken, akışın ters yönde gerçekleştiği ve çarkın ters yönde döndüğü bölgelerde iyi sonuçlar alınamamıştır. Bu bölgelerde yakınsama da tam anlamıyla sağlanamamıştır. Analizlerin yapıldığı bilgisayarın kapasitesinin çözüm ağındaki eleman sayısını kısıtlamasının da daha hassas bir çözümü engelleyen bir faktör olduğu düşünülmektedir. Ancak nümerik çalışma yapılırken deneysele kıyasla debi sınırlaması olmadığı için pompa benzerlik yasalarını kullanmaya gerek kalmamaktadır. Dolayısıyla çözüm elemanı sayısının artırılabilceği, yeterli hıza sahip bir bilgisayarda çok daha iyi sonuçlar alınabileceği düşünülmektedir. Bunların yanında literatürdeki eğrilerin tüm pompayı kapsayacak şekilde, deneylerle elde edilmiş olması, buna karşın bu çalışmadaki analizin sadece çark için yapılmasının eğrilerdeki farklılıkların nedenlerinden biri olduğu düşünülmektedir. Bu durumda bilgisayarın kapasitesinin bütün pompayı kapsayacak bir analize olanak sağlaması için daha da yüksek olması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Knapp, R. T., "Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in the Prediction of Transient Behaviour", Trans. ASME, Vol. 59, 683-689, 1937.
- [2] Swanson, W. M., "Complete Characteristic Circle Diagrams for Turbomachinery", Trans. ASME, Vol. 75, 819-826, 1953.
- [3] Martin, C. S., "Representation of Pump Characteristics For Transient Analysis", Fluids Engineering Division (Publication) FED, ASME, Vol. 6, 1-13, 1983.
- [4] Wylie, B. E. and Streeter, V. L., "Hydraulic Transients", pp 145-146, McGraw, Hill Inc., U.S.A, 1983.
- [5] Soydemir N. G., "Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi", s.28, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2006.
- [6] İlkan A. N., "Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Deneysel ve Nümerik Yollarla Elde Edilmesi", s.45-56, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2008.

SUMMARY

Numerical Investigation Of The Complete Characteristics Of Rotodynamic Pumps

Pump failure in a pipeline system can occur for several reasons and this undesirable event causes waterhammer. While designing a pipeline system, minimum and maximum pressures caused by waterhammer and the variation of the pressure along the pipeline with respect to time must be determined. To calculate these variations, complete characteristics of the pump is used as one of the boundary conditions. At these unsteady conditions, the pump may work in normal or reverse rotations which include eight different working zones called pump, reverse pump turbine, reverse turbine, brake, reverse brake, booster and reverse booster.

Specific speed is an essential parameter which effects characteristics of pumps. In the literature, there are three complete characteristics obtained with the assistance of 1960's measuring devices and techniques. Each one of those corresponds to pumps having centrifugal, mixed flow or axial impeller.

The main purpose of the present work is to obtain the characteristics mentioned above, by determining the flow domain inside the pump with the help of CFD tools. For this purpose, a numerical analyze of the impeller having specific speed $n_{sq}=38,5$ is performed. Mesh generation is done by using the GAMBIT software. Mass flowrate and the static pressure distribution are given as boundary conditions at the inlet and exit of the impeller respectively. Moving Reference Frame and $k-\epsilon$ turbulence model are used in the Navier-Stokes equations. Static pressure, velocity and total pressure fields are calculated inside the centrifugal pump impeller and used to calculate the overall performance of the impeller. After the comparison with the results of experimental study, it is noted that for certain working zones, experimental results agree well with the CFD results. Especially, for pump zone, the numerical results are in good agreement with experimental results. However, working zones where the separation occurs in the impeller and the volute, CFD results couldn't be obtained because the convergence criteria could not be satisfied. Obtained results show that CFD tools can not be used to obtain the complete pump characteristics. The volute is not included in the numerical study due to the computer memory restriction.

SIVI BORU HATTI SİSTEMLERİNDE ZAMANA BAĞLI AKIŞ SİMÜLASYONU İÇİN KOLAY KULLANIMLI BİR YAZILIM

Gençer KOÇ

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

O. Cahit ERALP

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Sıvı boru hattı sistemlerinde zamana bağlı akış etkilerinin sıkça gündeme gelmesine rağmen, simülasyon programlarının kullanımı yeterince yaygın değildir. Bunun başlıca sebebi olarak, mevcut programların pratik kullanımlarının zorluğu gösterilebilir. Bu açığı doldurmak üzere O.D.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü'nde kullanım kolaylığı olan ve farklı senaryoların simüle edilebildiği, etkilerin grafiksel olarak görsellenebildiği bir program geliştirilmiştir. Program dahilinde, farklı vana kapanma süreleri, atalet momentleri ve tam pompa karakteristikleri değiştirilebilen pompalar, rezervuarlardaki seviye değişimleri, hava tankları ve paralel hatlar modellenenmektedir. Geliştirilen program, literatürdeki örnek çözümler ve profesyonel uygulamalar ile doğrulanmıştır. Hazırlanan programın Windows uygulamalarına benzerliği ve 'ekle-bırak' özelliği, pratik kullanım alanındaki mevcut ihtiyacı da karşılamaktadır.

1. GİRİŞ

Sıvı boru hattı sistemlerinde zamana bağlı akış ve buna bağlı hasarlar sıkça gündeme gelmektedir. Boru hatlarında operasyonel hatalardan veya sistemdeki mevcut teçhizatla meydana gelebilecek arızalardan kaynaklanan durumlarda sistem zamana bağlı akış rejimine geçmekte ve sürekli akış rejiminden uzaklaşmaktadır. Sistemde zamana bağlı akışa sebep olabilecek durumların başında ani vana ve pompa kapanmaları gelmektedir. Bir sonraki sürekli akış rejimine kadar sistemde basınç ve debi değişimleri meydana gelmekte ve bu değişimler sistemin güvenli bir şekilde çalışmaya devam etmesini önlemektedir. Zamana bağlı akışın muhtemel sonuçlarından biri bütün hattın durması ya da boruların belli noktalarının patlayarak çevreye hatta ve insanlara zarar verebilmesidir. Her iki durum da boru hattı işletmeciliği açısından kabul edilemez durumlardır ve önlenmesi için tasarım aşamasından mümkün olan her türlü önlem alınmalıdır.

Boru hattı sistemlerinin tasarımında, sistemin sürekli akışı göz önünde bulundurularak temel akış denklemleri kullanılmakta ve boru çapı, kalınlığı, kullanılacak vanalar, konumları, pompalar ve işletme koşulları gibi parametreler belirlenmektedir. Diğer yandan tasarım aşamasında zamana bağlı akış durumları simüle edilmeli, sürekli akış için belirlenen parametrelerin zamana bağlı akış durumları için geçerliliği tespit edilmelidir.

Zamana bağlı akış denklemlerinin analitik olarak çözümünün karmaşıklığı ve zamana bağlı akış için çok fazla zaman biriminde hesaplama yapılması gerektiği için bu çalışmaların bir bilgisayar programı yardımıyla yapılması zorunlu hale gelmiştir. Nümerik metotlar kullanarak geliştirilen bilgisayar programları zamana bağlı akışı modelleyebilmekte ve hattın çalışmasına ilişkin öngörülere olanak tanımaktadır. Öte yandan sürekli geliştirilen yazılımların, yazılımı geliştiren kişi veya ekibe bağlı olması, kullanıcı arayüzü açısından kolaylık sağlamamaları ve her farklı hat tanımı için kodlama anlamında küçük ya da büyük çaplı düzeltmeler gerektirmeleri bu tür yazılımların kullanılabilirliğini kısıtlamaktadır.

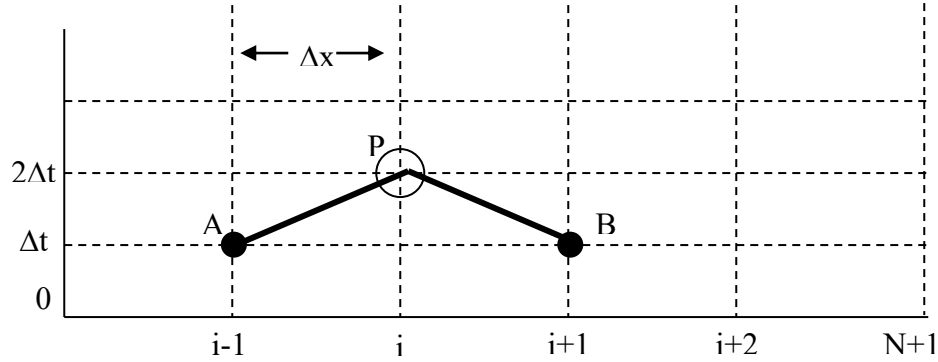
O.D.T.Ü.'de geliştirilen yazılım programı, zamana bağlı akış senaryolarının simüle edilebildiği kullanımı kolay bir yazılım olma özelliği ile tasarım aşamasında bilgisayar destekli simülasyon çalışmalarını büyük ölçüde kolaylaştırmaktadır. Geliştirilen programın temel özellikleri aşağıdaki gibi özetlenebilir;

- Grafik arayüz kullanarak boru hattı sistemini oluşturma,
- Sürükle bırak özelliği ile kullanıcı işlemlerini en kolay şekilde yapılabilir hale getirme,
- Farklı topografya, sıvı ve boru malzemesi özelliklerini kolayca tanımlama,
- Kullanıcı tarafından girilen verileri kullanarak basınç dalgası hızı, Reynold Sayısı, sürtünme katsayısı, sonlu eleman boyutu ve sayısı gibi parametreleri otomatik olarak hesaplama,

- Topografya verisi, pompa ve vana karakteristikleri gibi verileri dışarıdan okuyabilme ve kaydetme özelliği,
- Vana kapanma sürelerini ve kapanma karakteristiklerini modelleme,
- Değişik geometride hava tanklarını simüle etme,
- Sürtünmesiz akış seçeneği ile sürtünmenin etkisini gözlemleme imkanı,
- Ani güç kesilmesi ve/veya pompa kapanması senaryolarını simüle etme,
- Boru hattında bir patlama anındaki durumu simüle etme ve dışarı akan sıvı miktarının hesaplama,
- Zamana bağlı akış senaryosu için basınç zarfı grafiklerini çıkararak kritik durumları ve bölgeleri gözleme.

2. TEORİ

Sıvı boru hattı sistemlerinde akış, temel akış denklemleri ile tanımlanmaktadır. Süreklilik ve momentum denklemleri tek boyutta incelenerek akış profili basınç ve debi cinsinden elde edilebilmektedir. Sürekli akış için temel denklemler değerlendirildiğinde çözüme ulaşmak analitik olarak mümkündür. Sürtünmenin etkisine ek olarak minör kayıpların da sisteme dahil edilmesi sistemde kullanılan ekipmanların deneysel verileri ile kolaylıkla sağlanabilmektedir. Diğer yandan, zamana bağlı akış söz konusu olduğunda temel akış denklemlerinin gözden geçirilmesi ve denklemlerdeki her bir terimin doğru bir şekilde modellenmesi gerekmektedir. Hıza ve basınca bağlı doğrusal olmayan kısmi diferansiyel denklemlerin çözümü ise sürekli akış için sadeleşmiş denklemlerinki kadar kolay olmamaktadır. Bu durumda nümerik yöntemler sistemde meydana gelen ani basınç ve debi değişimleri bilgisini aktarabilen bir şekilde kullanılmalıdır. Bu yöntemlerden en etkin ve yaygın olanlarından biri de karakteristik metodudur (Method of Characteristics veya MOC). Bu metodun kullanımı, sistemi, çözüm stabilitesini bozmayacak şekilde zaman ve mekanda sonlu elemanlara bölmeye dayalıdır. Bu şekilde elde edilen çözüm ağında (x-t grid), düğüm noktalarında çözümler yapılarak istenen noktalardaki basınç ve debi değerleri elde edilebilmektedir. **Şekil 1**'de çözüm ağı gösterilmektedir.



Şekil 1- Karakteristik Çözüm Ağı

Şekilde görülen A ve B noktalarında debi ve basınç bilgileri bilindiği sürece karakteristik denklemler kullanılarak P noktasındaki debi ve basınç değerleri elde edilebilmektedir. Bu şekilde her zaman diliminde tanımlanmış boru segmentleri boyunca yapılan hesaplamalarla zamana bağlı akış simüle edilebilmektedir. A-P ve P-B arasında geçerli diferansiyel denklemler ise sırasıyla;

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{dx}{dt} = +a \quad (2)$$

$$-\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (3)$$

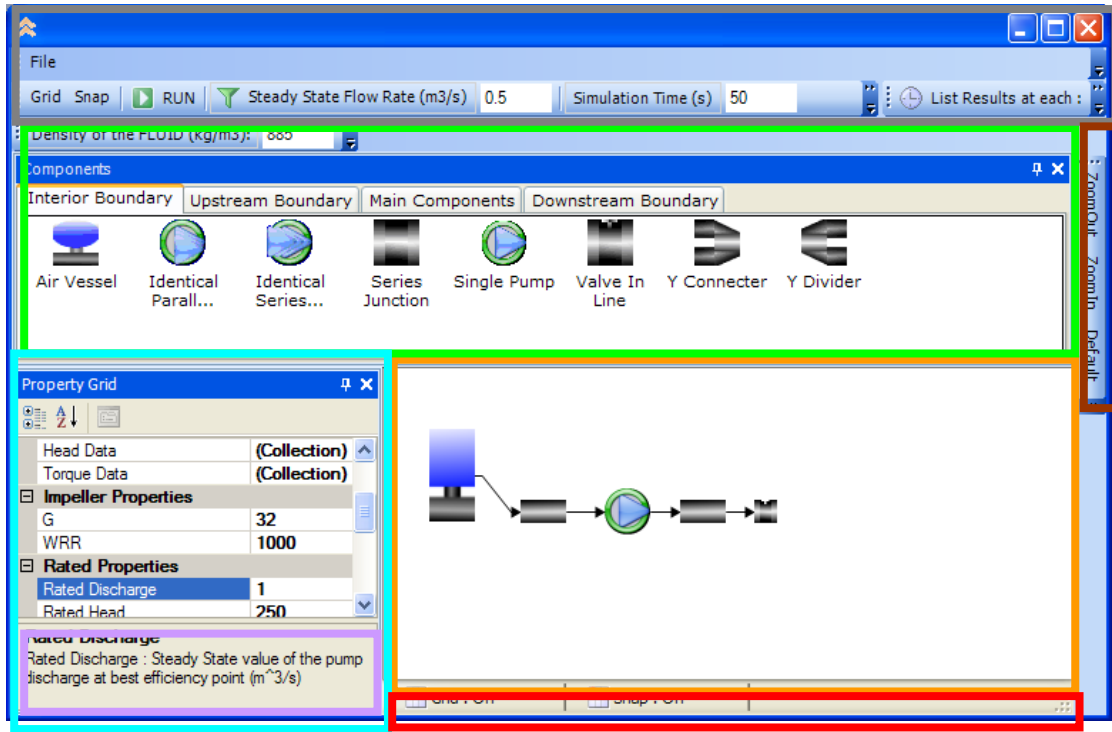
$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (4)$$

Bu diferansiyel denklemlerin sırasıyla A-P ve P-B arasında integrasyonları ile karakteristik denklemler elde edilir. Karakteristik denklemlerinin elde edilmesi basınç ya da debi cinsinden değerlere ortak çözümle doğrudan ulaşılmasına imkan tanımaktadır.

3. YAZILIM

O.D.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü'nde zamana bağlı akışın modellenip simüle edilebildiği bir yazılım geliştirilmiştir. Bu yazılımın literatürde mevcut olan karakteristik metodu çözümlerinden en önemli farkı son kullanıcı açısından çok büyük oranda kullanım kolaylığı sağlaması ve simülasyon sonrası veri işleme aşamasını oldukça kolay ve anlaşılır hale getirmesidir. Yazılımın bir başka önemli özelliği ise standart Windows yazılımlarıyla benzer işleyişe sahip olmasıdır. Sürükle-bırak yöntemi ile oluşturulan boru hattı modelleri kolaylıkla simülasyona hazır hale getirilebilmekte ve çok kısa işlem zamanlarında doğru sonuçlar verebilmektedir.

Geliştirilen programın arayüzü temel olarak 7 ana bölümden oluşmaktadır. **Şekil 2**'de bu bölümler arayüz üzerinde işaretlenerek gösterilmektedir.



Şekil 2- Program Arayüzü ve Temel Arayüz Bölümleri

Arayüzdeki başlıca bölümler 'Çizim' alanı, 'Bileşenler' bölümü ve 'Özellikler' bölümüdür. Bu 3 bölümde kullanıcı istediği boru hattı elemanını seçerek çizim alanında bağlantılarını yapabilmekte ve seçtiği her elemanın özelliklerini istediği şekilde değiştirebilmektedir. Bu şekilde oluşturulan boru hattı sistemlerinde istenilen anda istenilen bir zamana bağlı akış senaryosu başlatılabilmekte ve yine kullanıcının belirleyebileceği süre boyunca boru hattı sisteminin işleyişi simüle edilebilmektedir. Arayüzdeki diğer bölümler ise kullanım sırasında kullanıcıya yardımcı menülerin bulunduğu bölümlerdir. Geliştirilen yazılım, model oluşturma sırasında mevcut yazılımlara oranla çok daha kullanışlı ve pratik bir yapıya sahiptir. Bu şekilde birden çok senaryo hızlı bir şekilde modellenerek simüle edilebilmekte ve kısa sürede boru hattı tasarımına ilişkin önlem niteliğindeki çalışmalar yapılabilir. Geliştirilen yazılım daha önce profesyonel içerikli çalışmalarda tasarlanmış ve zamana bağlı akış çalışmaları ile denetlenmiş hatlarla doğrulanmıştır. Buna ek olarak literatürdeki akademik çalışmaların sonuçları ile de kıyaslanan yazılımın kısa sürelerde yüksek doğrulukta sonuçlar ürettiği gözlenmiştir.

Geliştirilen programda her bir sınır koşulu ayrı bir eleman olarak tanımlanabilmektedir. Yazılımdaki sınır koşulları ve temel boru hattı bileşenleri aşağıda listelenmiştir:

- **Üst Sınır Elemanları:**

Sabit Basınçta Rezervuar, Değişken Basıncılı Rezervuar, Fonksiyonla Belirlenmiş Debi

- **Ana Bileşenler**

Borular

- **Ara Sınır Elemanları**

Hava Tankı, Tek Pompa, Birbirleri ile Aynı Özellikte Paralel Pompalar, Birbirleri ile Aynı Özellikte Seri Pompalar, Seri Boru Bağlantıları, Y Şeklinde Boru Bağlantıları (Hattı ikiye ayıran), Y Şeklinde Boru Bağlantıları (İki Hattı Birleştiren), Hat İçi Vanalar

- **Alt Sınır Elemanları**

Sabit Basıncılı Rezervuar, Vanalar, Alt Kapalı Uç (çok hızlı vana kapanmaları)

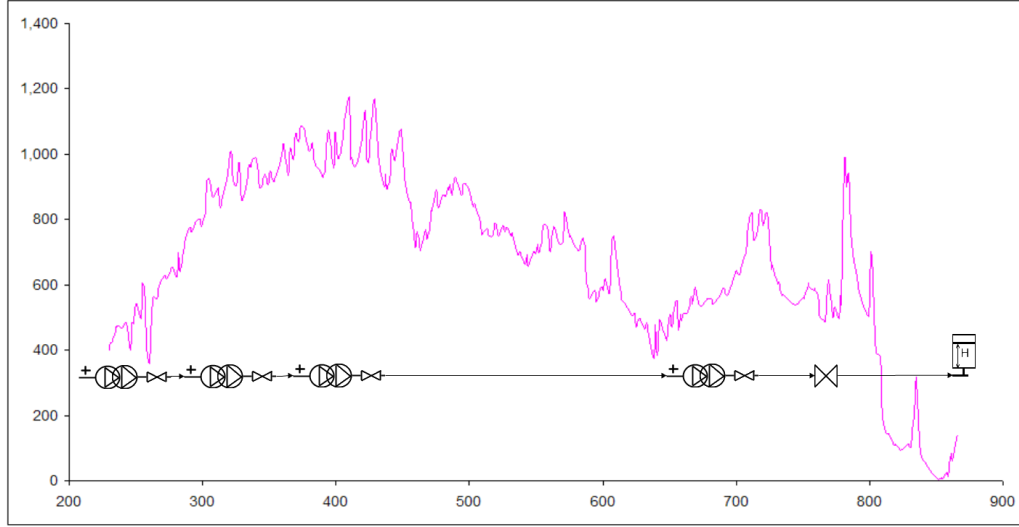
Property Grid	
Appearance	
Layer	Default
ShapeColor	252, 239, 14
Text	[...]
Hydraulic Properties	
Steady State Head Loss Coeff.	1
Time dependencies	
Valve vs. Time Table	(Collection)
Time Dependencies	
Closure Time	2.3
Valve Time Constant	1.5
Steady State Head Loss Coeff.	
Steady State Head Loss Coefficient ($H = KQ^2$)	

Şekil 3- “Vana” Bileşeni İçin Parametre Girdi Arayüzü

Her bir sınır elemanı ve boru hattı ana bileşeni için kullanıcının parametre girişi yapabileceği grid yapıda arayüz elemanları mevcuttur. Bu arayüzlerden istenilen parametreler sisteme tanıtılabilmekte ve istenilen senaryolar oluşturulabilmektedir. Şekil 3’te temel boru hattı elemanı olarak kullanılan “vana” bileşeni için parametre girdi arayüzü görülmektedir.

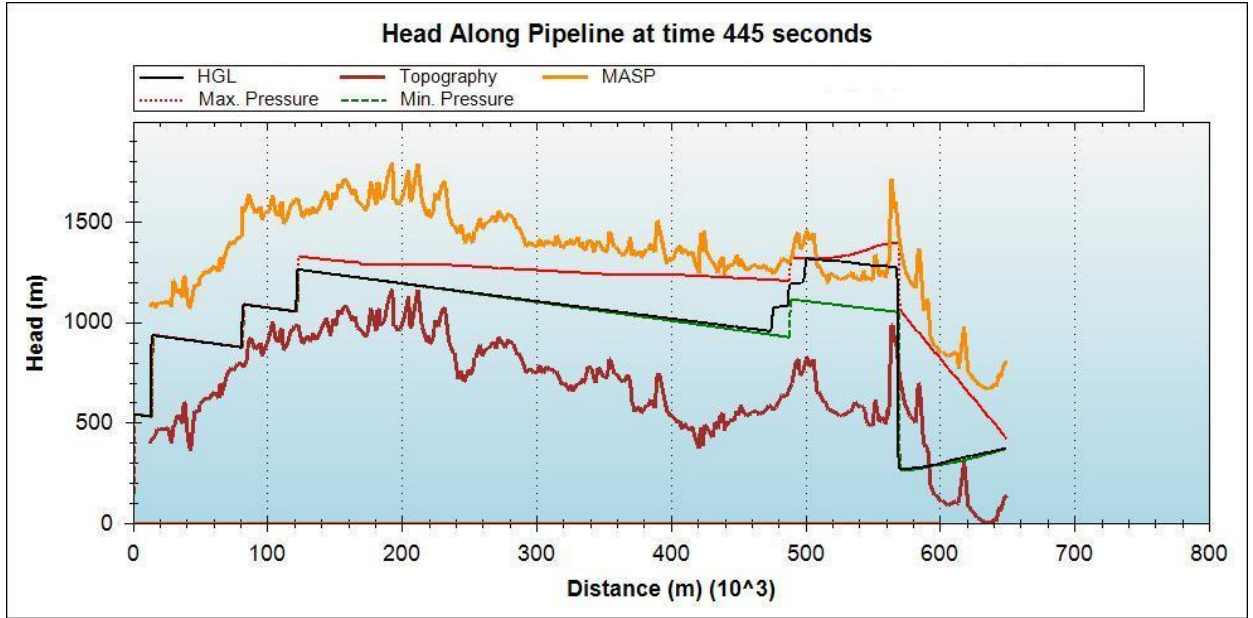
3.1. Yazılımın Doğrulaması

Geliştirilen program için profesyonel çalışmalar da kullanılarak doğrulama yapılmıştır. Bu çalışmalardan bir tanesi de Irak-Türkiye Boru Hattı Simülasyon çalışmasıdır. Topografik özellikleri Şekil 4’te gösterilen boru hattı geliştirilen bilgisayar programında modellenerek farklı senaryoların simülasyonları için kullanılmıştır. Irak-Türkiye Boru Hattı’nın Türkiye sınırları içinde kalan kısmı modellenmiştir. Simülasyonu yapılan senaryolardan bir tanesi de PS5 istasyonundan sonra kurulmuş olan pig istasyonu, vanalarının kapanması ile oluşan su darbesi basıncının yukarı yöndeki hareketini ve PS5 istasyonuna ulaşması ile istasyonun telekontrolle kapatılması sonucu oluşan hidrolik profili simüle etmektedir. Bu çalışma sayesinde bir boru hattı sisteminde birbirini takip edebilecek farklı zamana bağlı akış durumlarının incelenmesi ve farklı sistem elemanları arasındaki etkileşimleri de incelemek mümkün olmuştur.

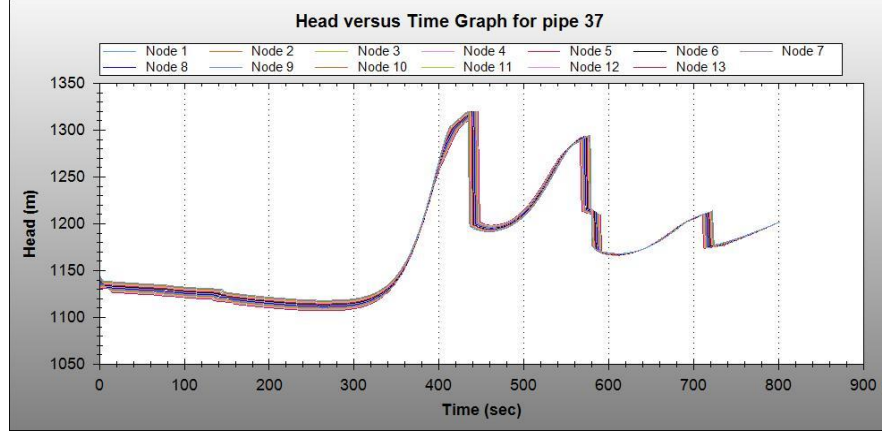


Şekil 4- Irak-Türkiye Boru Hattı ve Bilgisayar Modeli Mimik Gösterimi

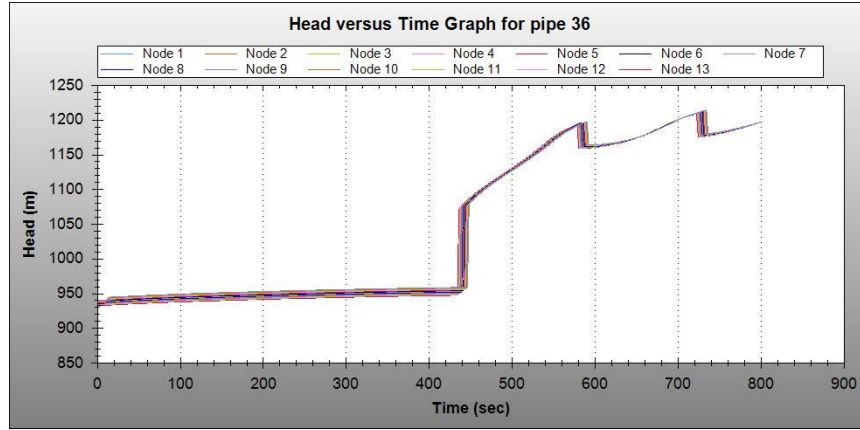
Yapılan simülasyon sonucunda, hat boyunca basınç değerleri simülasyon süresince her saniye için elde edilmiş ve grafiksel olarak görülmüştür. Pig istasyonundaki kapanmayla oluşan basınç dalgasının PS5 İstasyonu'na ulaştığı ve istasyonun kapandığı andaki hat basınç profilinin grafiksel gösterimi **Şekil 5**'teki gibidir. Buna ek olarak PS5 İstasyonunun emme ve basma taraflarındaki borularda da basınç değerleri elde edilmiş ve görülmüştür. Bu sonuçlar ise **Şekil 6** ve **Şekil 7**'de görülmektedir.



Şekil 5- PS5 İstasyonu pompalarının Telekontrolle Kapatıldığı Andaki Hat Basınç Profili



Şekil 6- PS5 İstasyonu Basma Tarafı Borularında Basınç – Zaman Grafiği



Şekil 7- PS5 İstasyonu Emme Tarafı Borularında Basınç – Zaman Grafiği

4. SONUÇLAR

Geliştirilen yazılım literatürdeki çalışmalarla ve profesyonel projelerle doğrulanmıştır. Irak-Türkiye petrol boru hattı için yapılan farklı senaryo çalışmalarında, sistemde meydana gelebilecek çeşitli zamana bağlı akış durumları incelenmiş, her senaryoda olası farklı durumlar ele alınmıştır. Sistemdeki hat vanalarının kapanması ve artan hat içi basıncına önlem olarak pompa istasyonlarındaki pompaların kapatılması çalışılan senaryolardan biridir. Bu senaryoda pompaların kapandığı anda meydana gelen hat içi basınç değişimleri, hem pompa istasyonunun basma tarafında hem de emme tarafında görsellenmiştir. **Şekil 6** ve **Şekil 7** bu ani basınç değişimlerini ve ilerleyen zamanda hattaki basınç dağılımlarını zamana göre göstermektedir. Vana kapanması durumunda beklendiği gibi hattın vananın üst kısmında kalan bölümünde basınç artışı meydana gelirken vana alt kısmında basıncın düştüğü gözlemlenmektedir. Hatta yukarı doğru ilerleyen pozitif Joukowski basıncının pompa istasyonuna ulaştığı ve bununla beraber istasyonun kapandığı nokta da **Şekil 5**'te gösterilmiştir. İstasyonun kapanması ile pompaların basma tarafında ani basınç düşüşü yaşanırken eme taraflarında ise basınç artışı yaşanmaktadır. Yazılımın verdiği sonuçların literatürdeki ve profesyonel çalışmalarda sonuçlarla tutarlı olduğu görülmüştür. Mevcut yazılımlara göre daha pratik kullanımı ve kullanıcının kolaylıkla anlayabileceği arayüzleri sayesinde yazılımın proje çalışmalarında başvurulabilecek güvenilir ve hızlı bir kaynak olduğu söylenebilir. Farklı sınır koşullarının kolayca modellenebildiği ve simülasyon sonuçlarının grafik ve videolar aracılığı ile görsellenebildiği yazılım mevcut pratik kullanımlı zamana bağlı akış analiz programı eksikliğini büyük ölçüde kapatmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] WYLIE, E.B. and STREETER, V.L., "Fluid Transients", McGraw Hill Book Co., New York, 1978
- [2] Hadj-Taieb, E. and Lili, T., "Transient flow of homogenous gas-liquid mixtures in pipelines", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol.8, No.3, 1998, pp.350-368

- [3] Chaudry, M.H., "Applied Hydraulic Transients", Van Nostrand Reinhold Company Inc., 1986
- [4] Parmakian, J., "Waterhammer Analysis", Dover Publications Inc., 1963
- [5] Adamkowski, A., "Analysis of Transient Flow in Pipes With Expanding or Contracting Sections", *Institute of Fluid Machinery, Polish Academy of Sciences*, Vol.125, 2003, pp. 716-722
- [6] Wang, K., Shen, Q., Zhang, B., "Modeling Propagation of Pressure Surges with Formation of an Air Pocket in Pipelines", *Computers & Fluids*, 32, 2003, pp. 1179-1194
- [7] Bergant, A., Simpson, A.R., Tijsseling, A.S., "Water Hammer with Column Separation : A Historical Review", *Journal of Fluids and Structures*, No: 22, 2006, pp.135-171
- [8] Yang, K., "Practical Method to Prevent Liquid-Column Separation", *Journal of Hydraulic Engineering*, July 2001
- [9] Tijsseling, A.S., "Water Hammer with Fluid-structure Interaction in Thick-walled Cylinders", *Computers & Structures*, January 2007
- [10] Abhulimen, K.E., and Susu, A.A., "Liquid Pipeline Leak Detection System: Model development and Numerical Simulation", *Chemical Engineering Journal*, No:97, 2004, pp.47-67
- [11] Aksel, E.A., "Simulation of Unsteady Flow in Liquid Pipelines", M. Sc. Thesis, Middle east Technical University, Ankara, May 1991
- [12] Shimada, M., Brown, J., Vardy, A., "Estimating Friction Errors in MOC Analyses of Unsteady pipe Flows", *Computers & Fluids*, No:36, 2007, pp.1235-1246
- [13] Accessed on June 2007, Oakleigh Software, "Pipe Flow Software", www.pipeflow.co.uk, June 2007.
- [14] Fletcher, C.A.J., "Computational Techniques For Fluid Dynamics 2", 2006
- [15] ERALP, O.C., "Pipeline Engineering Class Notes", 2006
- [16] American Water Works Associations (AWWA) Manual, M11, 1982
- [17] Larock, B.E., Jeppson, R.W., Watters, G.Z., "hydraulics of Pipeline Systems", *CRC Press, New York*, 2000
- [18] Help Documentation of MATLAB 2006a, Mathworks Inc.
- [19] Help Documentation of Visual Studio 2005, Microsoft Corp.
- [20] Adamkowski, A., "Case Study: Lapino Powerplant Penstock failure", *Journal of Hydraulic Engineering*, July 2001, pp.555

SUMMARY

An Interactive User-Friendly Computer Program For The Simulation Of Transient Flow In Liquid Pipeline Systems

In liquid pipeline systems, transient flow is one of the major cause of pipeline damages. Transient flow is a situation where the pressure and flow rate in the pipeline rapidly changes with time. Flow transients are also known as surge and waterhammer which originates from the hammering sound of the water in the taps or valves. In liquid pipelines, preliminary design parameters are chosen for steady state operations, but a transient check is always necessary. There are various types of transient flow situations such as valve closures, pump trips and flow oscillations. During a transient flow, pressure inside the pipe may increase or decrease in an unexpected way that cannot be foreseen by a steady state analysis. Flow transients should be considered by a complete procedure that simulates possible transient flow scenarios and investigating the obtained results, precautions should be taken.

There are different computational methods that can be used to solve and simulate flow transients in computer environment. All computational methods utilize basic flow equations which are continuity and momentum equations. These equations are nonlinear differential equations and some mathematical tools are necessary to make these equations linear. One of the methods used for solving these equations is "The Method of Characteristics" which is a numerical method in solving partial differential equations. In pipeline hydraulics, two partial differential equations, continuity and momentum equations are solved together, in order to obtain the pressure and flow rate values in the pipeline, during transient flow. Although the effects of transient flow are encountered in liquid pipeline systems, utilization of simulation programs is not that common because of the unpractical nature of current computer codes. In METU Mechanical Engineering Department, a simulation software is developed in order to provide a "user friendly" and "easy to operate" computer program with the aid of graphical user interfaces and ability of composing many different scenarios. Within the computer program, different valve closure scenarios with different closure times, head changes in reservoirs, tripping pumps with editable moment of inertia and full pump characteristics values, parallel pipes and air vessels can be modeled and simulated. Computer program is verified by previous studies and former professional projects and proves to be a reliable transient flow simulation software. In addition, drag and drop capability of the program and compatibility of the program with standard windows applications are also good means for the practical utilization of the software.

BASINÇ YÖNETİMİNİN SU ŞEBEKELERİNDEKİ SU KAÇAKLARINA OLAN ETKİSİNİN ULUSLAR ARASI KRİTERLERE GÖRE İRDELENMESİ

Güvenç GÜVEN

Doğuş Vana ve Döküm Sanayi Ltd. Şti.

Arcan HACIRAIİFOĞLU

Doğuş Vana ve Döküm Sanayi Ltd. Şti.

ÖZET

Günümüzde küresel ısınmaya ve nüfus artışına bağlı olarak su kaynakları azalmakta ve yaşam içerisinde zorlukları ile insanlar karşı karşıya kalmaktadır. Su kaynaklarının azalması insanları yeni su kaynakları arayışı içerisine yönlendirmektedir. Aslında su kaynaklarının azalmasına paralel olarak mevcut su şebekelerinde yaşanan kaçaklar ile mücadele de çok büyük önem kazanmaktadır. Bu konu ile ilgili olarak dünya üzerinde hassasiyet gösteren, Dünya Bankası (WB), Uluslararası Su Birliği (IWA) ve Su Kaçakları Birliği Grubu (WLTF) gibi kuruluşlar tarafından ortaya koyulan bazı kriterler bulunmaktadır. Su kaçakları, bu kuruluşlar tarafından ortaya koyulan kriterler ile ölçülmeli ve gerekli tedbirler alınmalıdır. Bu tedbirlerin başında da basınç yönetimi bulunmaktadır.

1. SU KAYNAKLARI VE ÖNGÖRÜLER

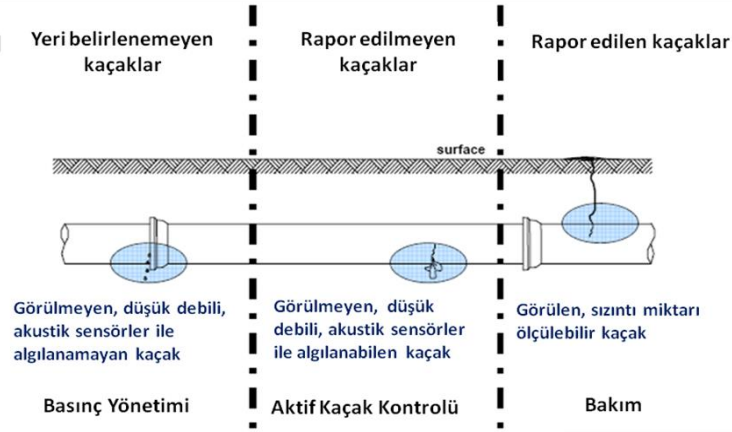
Dünyamızda su tüketimi son 50 yılda iki katına çıkmıştır. Nüfusun sürekli olarak artması sonucu bugün, kişi başına mevcut kullanılabilir su kaynakları gitgide azalmaktadır. Birleşmiş Milletler kaynaklarına göre bugün, her beş kişiden biri temiz su kaynaklarına erişememektedir ve araştırmacılar bu durumun iyileşmesini beklememektedir. Hesaplamalar gösteriyor ki 20 yıl içerisinde kişi başına ortalama su arzı bugünkü seviyenin üçte birine düşecek ve 3.5 milyar insan, dünyanın 20 yıl sonraki tahmini nüfusunun yarısı, temiz su kaynağı bulamayacaktır. Su dağıtım şebekeleri, su tasarrufu için en önemli konulardan biridir ve temiz su kaynaklarını artırmanın bir diğer yolu da şebekeleri olabildiğince verimli hale getirip mevcut su kaynaklarını daha etkili kullanmaktır.

Şehir suyu dağıtım şebekeleri; gereksiz basınçlar, sistemde oluşan küçük çaplı darbeler, şebekenin yaşlanması, boru hattı üzerindeki trafik yükünün artması, kullanılan bağlantı parçalarının kalitesiz oluşu ve harici darbeler sonucu çeşitli kuvvetlere maruz kalmış ve çeşitli yerlerde küçük çaplı patlamalar & delikler oluşmuştur. Bu deliklerden sürekli olarak çıkan su, şebekedeki su kaçaklarını oluşturmakta ve bu kaçaklar sisteme pompalanan suyun oldukça yüksek bir miktarına tekabül etmektedir. Dolayısı ile şebekenin verimi düşmekte ve temiz suyu daha kullanıcılara bile ulaştıramadan toprağa geri vermekteyiz. Alternatif su kaynakları arayış yeni projeler, barajlar ve deniz suyu arıtma tesisleri geliştirmek yerine mevcut su kaynaklarını daha verimli ve etkili kullanmak hem ekonomik olarak hem de zaman açısından çok daha etkili bir yöntemdir.

2. SU KAÇAKLARI

Su kaçaklarını üç farklı şekilde tanımlayabiliriz (Şekil 1):

- a) Rapor Edilen Kaçaklar
- b) Rapor Edilmeyen Kaçaklar
- c) Yeri Belirlenemeyen Kaçaklar



Şekil 1- Su Kaçak Şekilleri

Rapor edilen kaçaklar, patlama yaşanan kuruluşa rapor edilip tepki verilebilen kaçak önlenir. Rapor edilmeyen kaçaklar ise, görülmeyen, ancak yetkili kuruluşlar tarafı Bu kaçaklar ise, akustik sensörler ile yeri belirlenemeyen kaçaklardır. Bu gibi kaçaklar akustik sensörlerle bile algılanamazlar. Bu tür kaçakların bir bakım/onarım çalışmasının yapılamayacağı göz önünde bulundurulduğunda, en fazla su kaybının, yeri belirlenemeyen kaçaklardan oluştuğu görülmektedir. Analizler gösteriyor ki, ana hatlardaki “rapor edilen” patlamalar, yıllık gerçek kayıpların %10’undan azına tekabül ediyor. Dolayısı ile su şebekeleri için asıl önemli olan su kayıpları, “Yeri Belirlenemeyen Kaçaklar”dan oluşmaktadır ve bu tarz kaçaklar sadece “basınç yönetimi” ile azaltılabilir.

Şebekeye verilen su miktarı, kayıt altındaki tüketim ve su kayıpları olarak ikiye ayrılabilir. Kayıt altındaki tüketim, yetkili kuruluşun bilgisi dahilinde kullanıcılar tarafından tüketilen su miktarını belirtir. Su kayıpları ise, gözle görülen kayıplar ve gerçek kayıplar olarak ikiye ayrılmaktadır. Gözle görülen kayıplar, kaçak su tüketimi, yani hırsızlık ve ölçüm hatalarından dolayı kaynaklanan kayıplardır. Dolayısı ile bu tarz kayıplar, kayıt dışı su tüketiminden ve ölçüm hatalarından oluşmakta, yani gerçek su kaybını belirtmemektedir. Gerçek su kayıpları ise, kaçak, patlama ve taşma gibi olaylar sonucu kaybedilen su miktarını tanımlar. Bu makalenin amacı, gerçek kayıpları azaltmak ve makul seviyelere indirmektir.

1999 yılında IWA WLTF (International Water Association Water Losses Task Force) tarafından, “Kaçınılmaz Yıllık Gerçek Kayıplar” olarak bir tanımlama ortaya atılmıştır. Bu değer, bir şebekedeki teknik olarak elde edilebilecek en düşük kayıp miktarını belirtir. WLTF, bu değer için teorik bir hesaplama geliştirmiştir:

$$KGGK = (18 \times L_m + 0.8 \times N_c + 25 \times L_p) \times P \quad (1)$$

KGGK = Kaçınılmaz günlük gerçek kayıplar – litre/gün

L_m = Ana hat uzunluğu – km

N_c = Bağlantı sayısı

L_p = Bağlantı uzunluğu – km

P = Ortalama sistem basıncı – m

Formül, şebekedeki boru hattı uzunlukları, bağlantı sayısı ve sistem basıncını göz önünde bulundurarak minimum teorik su kaybını ortaya çıkartmaktadır. Yukarıdaki formülde bağlantı uzunluğu ile tanımlanan değer, bina su giriş noktası ile bina sayacı arasında kalan uzunluktur. “Mevcut Yıllık Gerçek Kayıplar” tanımlaması da aynı şekilde WLTF tarafından ortaya atılmış bir tanımlama olup, şebeke üzerindeki su kayıp miktarını belirtmektedir. Dolayısı ile “Mevcut Yıllık Gerçek Kayıplar” ile “Kaçınılmaz Yıllık Gerçek Kayıplar” arasındaki fark, kayıp miktarının ne kadar azaltılabileceğini göstermekte ve şebekenin verimi hakkında kullanıcılara bilgi vermektedir.

Ülkemizde birçok kuruluş, şebekede su kaçak miktarını belirtmek için şebekeye arz edilen suyun yüzdesi cinsinden tanımlamalar kullanmaktadır. Oysa bu tanımlama yanıltıcı olabilir. Örneğin, bir mahallede giriş debisi 1.000.000 m³ ve su kaçakları debisi 300.000 m³'tür ve bu tanımlamaya göre su kaçak oranı % 30'dur. Oysa ileriki yıllarda aynı mahalleye bir fabrika kurulduğunda, giriş debisi 2.000.000 m³'e çıkıp su kaçak debisi 300.000 m³'te kaldığı durumda su kaçakları % 15'e düşüyor. Gerçekte su kaçaklarında hiçbir düşüm yaşanmamasına rağmen, belirtilen tanımlamaya göre su kaçaklarında % 30'dan % 15'e bir düşüş varmış gibi gözüküyor. IWA WLTF, bu gibi yanlışları düzeltmek için 1999-2000 yılları arasında ILI (Altyapı Su Kaçağı İndeksi) olarak bir tanımlama yaptı ve kuruluşların su kaçakları hesaplamasında yüzde yerine ILI İndeksinin kullanılması gerektiğini vurguladı. ILI ile tanımlanan değer, Mevcut Yıllık Gerçek Kayıpların, Kaçınılmaz Yıllık Gerçek Kayıplara oranıdır.

$$ILI = MYGK / KYGK$$

(2)

ILI = Altyapı Su Kaçağı İndeksi

MYGK = Mevcut Yıllık Gerçek Kayıplar

KYGK = Kaçınılmaz Yıllık Gerçek Kayıplar

ILI değeri, gerçek su kayıplarının teknik olarak elde edilebilecek en düşük kayıp miktarına oranı olduğu için şebekenin verimini gösterir. Değer yüksek ise altyapı yönetimi düzeltilerek oldukça fazla miktarda su tasarruf elde edilebileceğini, düşük ise altyapı yönetiminin doğru yapıldığını gösterir. 2005 yılında Dünya Bankası, ILI İndeksi üzerine kuruluşlara tavsiyelerde bulunmak amacı ile bir takım parametreler açıkladı (**Tablo 1**).

Tablo 1- ILI İndeksi Parametreleri

Gelişmekte Olan Ülkeler	Gelişmiş Ülkeler	BAND	Genel Tanımlama
ILI aralığı	ILI aralığı		
4'ten az	2'den az	A	Su kıtlığı yok ise daha fazla kaçak önlemek ekonomik olmayabilir; dikkatli bir şekilde maliyet hesabı yapılmalıdır.
4 -- 8	2 -- 4	B	Gelişmeler için potansiyel vardır; basınç yönetimi göz önünde bulundurulmalı, aktif kaçak kontrolü uygulanmalı ve daha iyi şebeke bakımı yapılmalıdır.
8 -- 16	4 -- 8	C	Vasat kaçak seviyesi; ancak su kaynakları fazla ve su maliyeti düşük ise tolere edilebilir; bu durum olsa bile kaçakların seviyesi ve nedeni araştırılmalı ve su kaçakları azaltılmalıdır.
16 ve üzeri	8 ve üzeri	D	Kaynakların çok verimsiz kullanılması; kaçaklarla savaş programları öncelikli konu olmalıdır.

Gelişmekte olan ülkeler ile gelişmiş ülkeler için farklı tavsiyelerde bulunan Dünya Bankası, su kaçaklarını önlemek konusunda basınç yönetimini teşvik eden kuruluşlardan birisi oldu. **Tablo 2'**de de görüldüğü üzere Dünya Bankası, dördün üzerinde ILI değerine sahip şebekeler için basınç yönetimi uygulanmasını önermektedir.

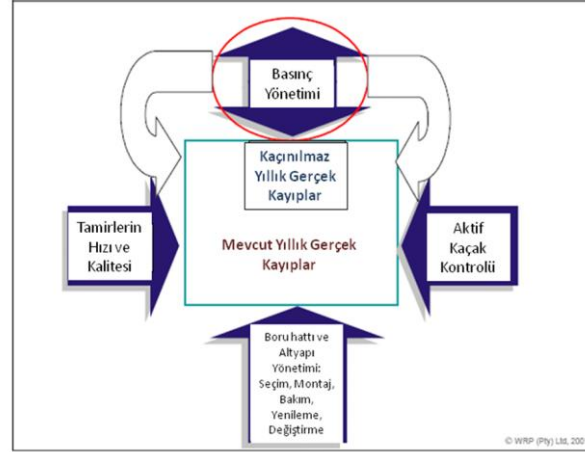
Tablo 2- ILI İndeksi Gruplarına Göre Tavsiyeler

Dünya Bankası'nın farklı BANDlar için tavsiye ettiği öneriler	A	B	C	D
Basınç yönetim seçeneklerini araştırın	X	X	X	
Tamirlerin hızını ve kalitesini araştırın	X	X	X	
Kaçak araştırma aralıklarını ekonomik olarak kontrol edin	X	X		
Aktif kaçak kontrolünü geliştirin	X	X	X	
Daha iyi bir bakım için alternatifleri inceleyin		X	X	
Ekonomik Kaçak Seviyesini araştırın	X	X		
Patlama sıklıklarını inceleyin		X	X	
Bir üst BAND'a geçmek için 5 yıllık plan oluşturun			X	X
Tüm geçmiş aktiviteleri yeniden gözden geçirin				X

3. GERÇEK SU KAYBINI AZALTMAK İÇİN KULLANILAN DÖRT ANA YÖNTEM

Mevcut Yıllık Gerçek Kayıpları, Kaçınılmaz Yıllık Gerçek Kayıplar seviyesine çekebilmek için kullanılan dört ana yöntem vardır. Bu yöntemler, 1999 yılında David Pearson tarafından ortaya atılmıştır (**Şekil 2**). Görüldüğü gibi bu yöntemler, boru hattı ve altyapı yönetimi, yani şebeke yenilemeleri ve bakımı, aktif kaçak kontrolü, tamirlerin hızı ve

kalitesi ve basınç yönetimidir. Boru hattı ve altyapı yönetimi, oldukça maliyetli olup uzun dönemli projelerden oluşmaktadır. Tüm bir şebekeyi yenilemek veya bakıma almak oldukça zahmetli ve maliyetli olduğu için bu yöntem sınırlı bir seviyeye kadar uygulanabilir. Aktif kaçak kontrolü ise akustik sensörler ile yapılan dinlemeler sonucu tespit edilen kaçakların onarılmasıdır. Bu yöntem ile kayıplar belirli bir oranda azaltılabilmekte, ancak yeri belirlenemeyen kaçaklar olarak tanımlanan küçük debili su kaçakları tespit edilememekte, dolayısı ile su kaçaklarının büyük bir miktarını oluşturan bu kaçakların azaltılması konusunda belirli bir etki yapamamaktadır. Tamirlerin hızı ve kalitesini artırma yöntemi ise, rapor edilmiş kaçaklara tepki ve bakım süresini tanımlar. Fakat bu tamirler sadece rapor edilmiş kaçaklar seviyesine etki edebilmekte ve rapor edilmeyen kaçaklar seviyesine bir etkide bulunamamaktadır. Basınç yönetimi ise, yeri belirlenemeyen kaçaklara direkt olarak etki etmekte ve su kaçakları seviyesini düşürmektedir. Aynı şekilde basınç yönetimi, şebeke basıncını optimum seviyelere düşürerek boru hattı üzerindeki gerilimlerini de azaltır. Dolayısı ile şebekede daha az patlamalar oluşur. Böylelikle basınç yönetiminin, aktif kaçak kontrolü ve tamirlerin hızı ve kalitesi yöntemine de dolaylı olarak yardımı dokunmaktadır.



Dört yöntem diyagramı ve basınç yönetimine etkileri

Şekil 2

4. BASINÇ YÖNETİMİ

Basınç Yönetimi, IWA WLTF tarafından patlamasına neden olan ani basınç artışı/değişimlerden ortadan kaldırarak veya azaltarak, kayıtlar altındaki basıncı optimum seviyelere çeken yönetim bir dağıtım şebekesindeki basınç seviyelerini optimize etmek, su kayıplarını azaltmak, su kaybını az

altırmak, şebekenin gereksiz olarak su kaybına yol açmasına ve basınç seviye kontrolünü ve gereksiz veya fazla basınç değerlerini önlemek için yapılan, şebeke yönetimidir. Basınç yönetiminin temel amacı, su kayıplarını azaltarak, boru hattı üzerinde bulunan delik veya

Bilindiği gibi şebeke basınç değerleri, kullanıcıların belirli miktarda basınç ulaşacak şekilde belirlenmiştir. Yani basınç, su tüketiminin maksimum seviyede olacağı durumlarda yeterli basınç verecek şekilde belirlenmiştir. Fakat şebekede, gece ve gündüz arasındaki tüketim farkları dolayısı ile basınç sürekli değişim göstermektedir. Günün belirli saatlerinde tüketim düştüğünde şebekeye aynı miktarda basınç pompalandığından, boru hattı üzerinde ekstra basınç oluşmakta ve delik ve çatlaklardan yüksek debide su kaybı oluşmaktadır.

Basınç miktarının su şebekelerindeki kaçak oranına etkisi, 1994 yılında John May'in FAVAD (Fixed and Variable Area Discharge Paths) yöntemi ile belirlenmiştir. John May, basınç düşürülerek sadece akışın debisinin azalmayacağını, aynı zamanda kaçakların akış çapının da basınca göre değişim göstereceğini kanıtlamıştır. Dolayısı ile basınç düşürülerek elde edilen debi düşümü normalde çok daha fazla olacaktır.

$$P = K \times Q^n \quad (4)$$

P = Basınç

K = Katsayı

Q = Debi

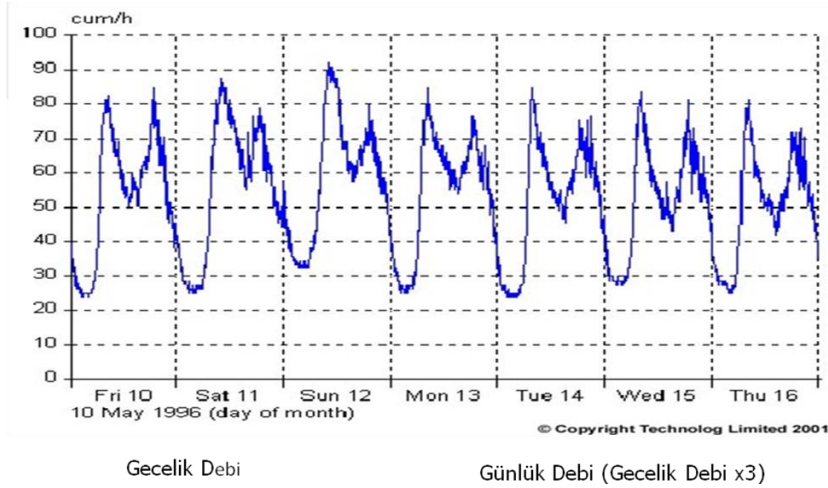
n = Delik katsayısı

Teorik olarak n katsayısı, delik çapına bakılarak ortalama olarak 0.5 alınmakta olup, basıncın kaçakların akış çapını değiştirdiği göz önüne alındığında katsayının ortalama olarak 1.1 değerlerinde olduğu saptanmıştır. Arazide

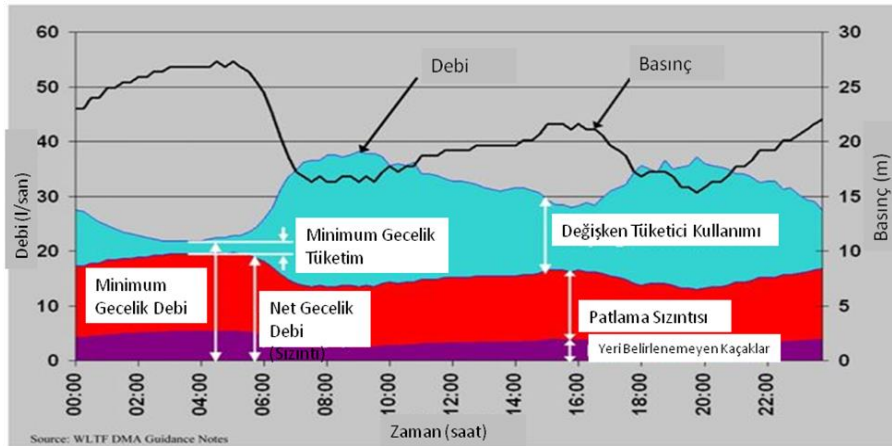
yapılan testler gösteriyor ki % 90 olasılıkla n katsayısı 0.5 ve 1.5 arasında bulunmaktadır. Yine testler sonucu elde edilen verilere göre korozyon delikleri ve bağlantılardaki çatlaklar 0.5, fittinglerdeki ve bağlantı noktalarındaki yeri belirlenemeyen kaçaklar 1, metal olmayan borulardaki ayrılmalar ve çatlaklar ise 1.5 n değerine tekabül etmektedir. Sonuç olarak, n değerini ortalama 1.1 olarak alırsak, basınç değerindeki % 10 oranında bir azalma, yaklaşık olarak debide % 10 oranında bir azalmaya tekabül etmektedir.

5. BASINÇ YÖNETİMİNİN SU KAÇAKLARINA ETKİSİNİN ÖLÇÜLMESİ

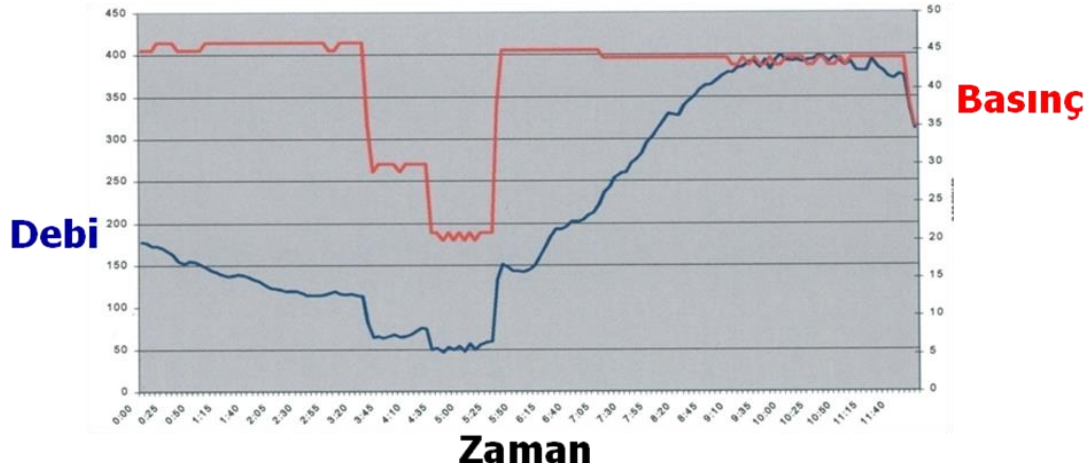
Bir önceki bölümde belirtilen basınç-debi ilişkisini teorik olarak incelemiştik. Bu bölümde ise bu ilişkiyi mevcut şebekede test ederek inceleyeceğiz. Basınç-debi ilişkisi delik karakteristiklerine ve boru hattı özelliklerine bağlı olduğu için teorik ilişkiden farklı sonuçlar elde edilebilir. Dolayısı ile yetkili kişi basınç yönetimi uygulamaya başlamadan önce kendi sistemi için bu ilişkiyi ve sonuçlarını ortaya çıkartmalıdır. Bunu ise üç farklı veriye bakarak görebilmek mümkündür. Bu verilerden ilki günlük debi şablonudur (**Şekil 3**). Günlük Debi Şablonu, şebekedeki günlük ve gecelik debi oynamalarını gösteren bir çizelgedir. Genellikle birçok sistemde günlük debi, gecelik debinin üç katına çıkmakta ve bu da geceleri sistemde basınç yükselmelerine yol açmaktadır. Kullanılan ikinci veri Minimum Gecelik Debi çizelgesidir (**Şekil 4**). Bu çizelgede, bir gün içerisinde, farklı saatlerde değişim gösteren debi ve basınç değerlerini görebiliriz. Gecelik debinin minimum seviyeye ulaştığı noktayı inceleyecek olursak, bu noktada tüketimin sıfıra yakın olduğunu varsayabiliriz. Oysa örnekte de gördüğümüz gibi minimum gecelik debi, tüketimin çok daha üzerinde çıkmaktadır. Aradaki fark, bizlere su kaçakları değerini göstermektedir. Aynı şekilde çizelgede, basıncın debiye göre değişimi de görülmektedir. Debinin düşük olduğu saatlerde basınç artmakta, arttığı saatlerde ise basınç düşmektedir. Son olarak, üçüncü veri olarak şebekede Adım Testi uygulanabilmektedir (**Şekil 5**). Adım Testinde şebekedeki basınç bir süreliğine düşürülür. Kayıt altına alınan veriler sayesinde basınç düşümüne göre debinin nasıl tepki verdiği izlenebilmektedir. Böylelikle basınç-debi arasındaki ilişki incelenebilir ve basınç yönetiminin şebekeye nasıl bir etki yapacağı görülebilir.



Şekil 3- Günlük Debi Şablonu



Şekil 4- Minimum Gecelik Debi Çizelgesi



Şekil 5- Adım Testi Örneği

6. DİNAMİK BASINÇ DÜŞÜRÜCÜ VANA

Su dağıtım şebekesinde, kontrol amaçlı olarak kullanılan (Örneği) olabilir. Ayarlanabilir vanalar üzerine konulan programlama yaparak, talep ve vana çıkış basıncı sürekli olarak değişim göstermekte, ancak kullanıcılara her zaman sabit basınç gitmektedir.

RİLMESİ

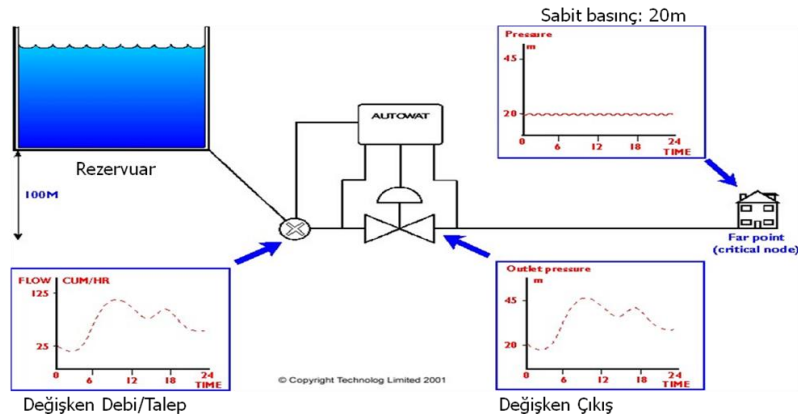
a (Resim 1) olarak artıran basınç düşürme vanası (Resim 2 – Kontrol Vanası) kullanılmakta ise, bu vananın veya debiye dayalı olarak optimum basınç yapan bir vana ile çalıştırılması gerekmektedir.



Resim 1- Dinamik Basınç Düşürücü Vana



Resim 2- Temel Basınç Düşürücü Vana



Şekil 6- Talebe Duyarlı Dinamik Basınç Düşürücü Vana Sistemi

KAYNAKLAR

- [1] Dragan Radivojevic, Dragan Milicevic, Ninoslav Petrovic, "Technical Performance Indicators, IWA Best Practise for Water Mains and the First Steps in Serbia" , pp 4-5, Facta Universitatis, 2007
- [2] Paul Fanner, "The IWA Water Loss Task Force Water 21 Article No 6", pp 1-3
- [3] A.O Lambert, Timothy G. Brown, M. Takizawa, D. Weimer, "A Review of Performance Indicators for Real Losses from Water Supply Systems" pp 4-7, IWA/AQUA, 2000
- [4] Allan Lambert, "What Do We Know About Pressure:Leakage Relationships in Distribution Systems?" pp1-8
- [5] Allan Lambert, "Water Losses Managment and Techniques", pp15-18, 2001

SUMMARY

In recent years, due to global warming and the increase in population, water scarcity has become a major problem in our world. Since clean water supplies are limited, people started searching for new ways to find usable water resources. Moreover, as water scarcity occurs, water leakage rates in water distribution networks have become an important subject among authorities. Statistics show us that leakage rates are very high especially in developing countries and that efficient use of water is much easier than investing on new sources of water.

The problem of water scarcity has become an important factor in our daily living life and it is starting to take a much larger role. Foundations that are sensitive about this problem such as World Bank (WB), International Water Association (IWA) and Water Loss Task Force (WLTF) have started to take a more effective role in this subject. In this paper, we will examine water losses in distribution systems depending on some criteria that are recommended by these foundations.

Water losses can be characterized into three different groups:

- a) Reported Leaks*
- b) Unreported but Locatable Leaks*
- c) Background Leakage*

Reported Leaks can be seen visually, therefore can be located and repaired in a small amount of time. Unreported but Locatable Leaks can be found by acoustic sensors and can be repaired once they are found. However, Background Leakage is a leakage with a small flow rate. These leaks can not be found by sensors and since they go unnoticed for long times, water loss from these types of leakage is very high. These leaks occur mainly from small cracks, fittings and valve connections. Since there are thousands of small cracks on the network, it is almost impossible to locate and repair each of them. The most important issue in minimizing water losses is background leakage and the only way to cope with background leakage is pressure management.

Pressure management is "the practice of managing system pressures to the optimum levels of service ensuring sufficient and efficient supply to legitimate consumers, while eliminating or reducing pressure transients and variations, faulty level control and reducing unnecessary or excess pressure, all of which cause the distribution system to leak and break unnecessarily".

In this paper, we will examine the reasons behind water loss in distribution systems, the affect of pressure management to leakage rates and the ways of implementing pressure management, depending on some criteria that are accepted by international foundations.

BORU HATLARINDA HAVA VANALARININ SEÇİMİ VE KONUMLANDIRMA KRİTERLERİ

Güvenç GÜVEN

Doğuş Vana ve Döküm Sanayi Ltd. Şti.

ÖZET

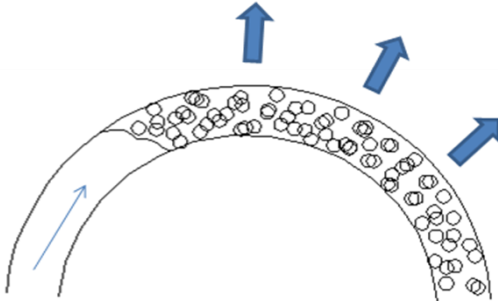
“Kapalı sistem su dağıtım şebekeleri içerisindeki su-hava miktarının oranını optimum seviyede tutarak boru hattı üzerinde ve su akışı üzerinde herhangi bir kısıtlama yaratmamak” şeklinde tanımlanan hava miktarının regülasyonu, boru hattı patlamalarının önüne geçebilmek ve şebekeyi daha verimli hale getirebilmek adına önemli bir konudur. Sistemdeki hava-su dengesini belirleyen vanalara ise “Hava Vanaları” denir. Hava vanalarının seçimi ve sistem üzerinde konumlandırılması, hava regülasyon kalitesini direkt olarak etkileyen bir konudur ve bu seçimler belirli bilimsel temellere dayalı hesaplamalar neticesinde gerçekleştirilmektedir.

1. SU ŞEBEKELERİNDE HAVA KONTROLÜ NEDENLERİ

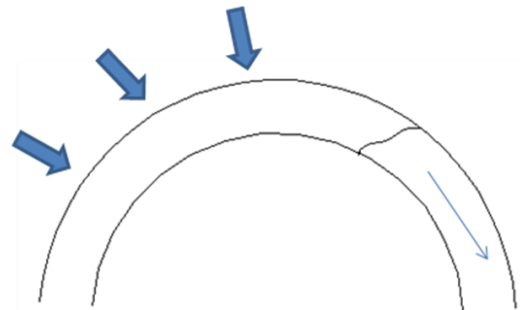
Kapalı sistem su dağıtım şebekelerinde hava miktarının regülasyonu, ülkemizde bir çok kullanıcı tarafından göz ardı edilen, oldukça önemli bir konudur. Boru patlamalarının önüne geçebilmek ve sistemi daha verimli kılmak gibi şebekeyi etkileyen iki önemli faktör, dağıtım şebekesindeki hava miktarının doğru regülasyonu ile mümkün olmaktadır. Kapalı sistem su dağıtım şebekelerinde hava miktarının regülasyonu ile tanımlanmak istenen konu, şebeke içerisindeki su-hava miktarının oranını optimum seviyede tutarak boru hattı üzerinde ve su akışı üzerinde herhangi bir kısıtlama yaratmamaktır.

Boru hattı patlamaları, kapalı sistem su dağıtım şebekelerinde sıkça yaşanan bir sorun olduğu halde, patlamaların neden olduğu hakkında herhangi bir bilgi sahibi olabilmek oldukça sıkıntılı bir konudur. Şebeke içerisinde ani izolasyon vanası kapanması sonucu pozitif darbe oluşması, ani pompa kapanması sonucu şebekede negatif darbe oluşması, boru hattına dışarıdan yapılan darbeler, su kütle ayrışması sonucu oluşan basınç değişimleri gibi pek çok neden boru patlamalarının ana sebebi olarak belirtilebilir. Fakat araştırmalar gösteriyor ki boru patlamaların % 60'ının temel nedeni, şebekede hava miktarı regülasyonunun doğru olarak yapılmamasıdır. Ayrıca yukarıda belirtilen diğer boru patlama nedenlerinin birçoğu da dolaylı olarak hava miktarının regülasyonunun yanlış yapılması sonucu kaynaklanmaktadır.

Hava miktarı regülasyonunun doğru olarak yapılmaması nedenli boru patlamaları üç farklı başlık altında incelenebilir. Bu başlıklardan birincisi, boru hattı ilk doldurulurken oluşan sorunlardır. Bilindiği gibi boru hattı su ile doldurulmadan önce hava ile doludur. Şebekeye basılan su, boru hattı içerisindeki hava kütesini itererek sıkıştırır. Gidecek yer bulamayan bu kütle ise, şebeke içerisindeki basıncı arttırarak boru hattı üzerinde pozitif gerilimlere yol açar ve boru hattını patlatır (Şekil 1).



Şekil 1

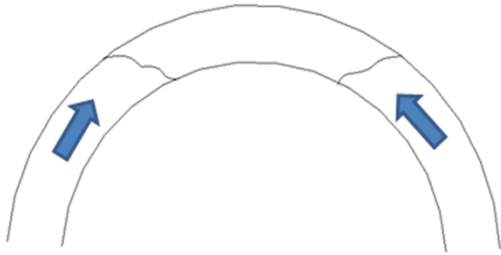


Şekil 2

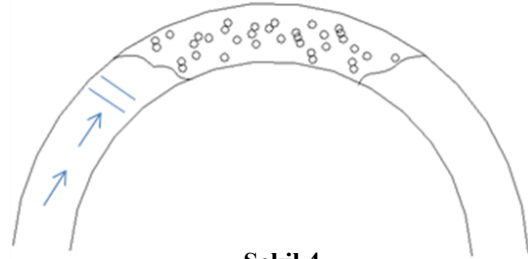
Hava miktarı regülasyonunun doğru olarak yapılamaması nedenli boru patlamalarının ikinci başlığı ise, boru hattı boşaltılırken oluşan sorunlardır. Bu gibi durumlarda ise, şebekeye basılan su durdurulur ve bir izolasyon vanası yardımıyla hat boşaltılır. Boşalan suyun arkasında, boru hattını dolduracak herhangi bir başka akışkan bulunmadığı için, hat içerisinde negatif basınç oluşur ve boru hattında negatif gerilimler oluşur. Özellikle pek çok standart boru hattı,

pozitif gerilimlere dayanıklı olduğu halde negatif gerilimlere dayanıklı değildir. Dolayısı ile böyle bir durumda boru hattı içeri geçerek patlar (**Şekil 2**). Şebeke içerisinde negatif basıncın oluşmasının bir diğer zararı ise, vakumun boru hattı üzerindeki conta, o-ring gibi sızdırmazlık elemanlarını içeriye doğru emmesidir. Böyle durumlarda bu gibi parçalar sisteme dahil olur ve bağlantı noktaları arasında sızdırmazlık sağlamaz. Ayrıca eğer boru hattı pis su birikintilerinden geçiyor ise, sistem içerisinde negatif basınç oluştuğunda dışarıdaki pis su içeriye doğru çekilebilir ve içme suyuna zararlı maddeler dahil olur.

Hava regülasyonu kaynaklı boru hattı patlamalarının üçüncü başlığı ise kütle ayrışması durumudur. Sistemde oluşabilecek ani basınç değişimleri, çap daralmaları veya sıcaklık farkları sonucu, boru hattında ilerleyen su kütlesinden biri, arkasındaki kütleye göre daha hızlanarak arkadaki kütleden kopar. Dolayısı ile bu iki kütle arasında boşluk oluşur. Oluşan boşluk içerisinde herhangi bir akışkan olmadığı için iki kütle arasında vakum oluşur ve su kütlelerini tekrar kendisine doğru çeker. Böyle bir durumda iki su kütlesi de vakum oluşan bölüme doğru çok hızlı bir şekilde ilerler ve çarpışarak boru hattını patlatır (**Şekil 3**).



Şekil 3



Şekil 4

Kapalı sistem su dağıtım şebekelerinde hava miktarı regülasyonunun doğru yapılmamasının önemli bir sonucu da sistemin verimsiz çalışmasıdır. Araştırmalara göre su şebekelerinde ortalama olarak akışkanın % 15-20'si hava kütlelerinden oluşmaktadır. Doğru olarak tahliye edilmeyen bu miktar, ortalama % 20 daha fazla pompalama enerjisine, yani % 20 daha fazla pompalama maliyetine yol açmaktadır. Dolayısı ile hava miktarının regülasyonu, sistemin çalışma maliyetine de direkt olarak etki eden bir faktördür.

Şekil 4'te görüldüğü gibi, sistemin üst noktalarında ve eğim değişimlerinin yaşandığı bölgelerde hava kabarcıkları toplanarak su akışını engelleyecek yönde bir kuvvet oluşturur. Böylece şebekeye su basan pompa, daha güçlü çalıştırılmak zorunda kalınır ve pompa enerji tüketimi artar. Ayrıca belirli bölgelerde toplanan hava kabarcıkları, boru hattı içerisinde oksitlenmeyi hızlandıracak için korozyon oluşumunu tetikler ve şebekenin yaşam süresini azaltır.

2. SU ŞEBEKELERİNE HAVA GİRİŞİ NASIL YAŞANIYOR?

Kapalı sistem su dağıtım şebekelerine hava girişinin yaşanması oldukça yaygın bir durumdur. Hava, şebekeye farklı yollardan girebilir ve sistemin dengesini bozabilir. Bu yollardan en önemlisi ve aynı zamanda en az bilineni, şebeke içerisinde dolaşan su hacminin % 2'sinin çözünmüş hava olmasıdır. Ani bir basınç/sıcaklık değişiminde su içerisinde çözünmüş olarak bulunan hava ortaya çıkar ve sistemin belirli bölgelerinde toplanmaya başlar. Özellikle hava vanası seçimlerinde bu durum göz önünde bulundurulmalı ve kapasite seçimlerinde ortalama % 2 oranında bir pay bırakılmalıdır.

Şebekeye hava girişinin yaşandığı ikinci bir nokta ise pompalardır. Özellikle derin kuyu pompalarının uzun emme boruları, sistem çalışmaz iken belirli bir miktar hava ile doludur. Pompa çalıştırıldığında, emme borusundaki hava şebekeye pompalanır ve sistem içerisinde dahil edilir.

Boru hattına hava girişinin yaşandığı bir diğer durum ise, şebeke içerisinde negatif basınç yaşandığı durumlardır. Böyle bir durumda boru hattı üzerinde bulunan çatlaklardan, fittinglerden ve vana bağlantılarından içeriye doğru hava emilir. Ayrıca vakum esnasında izolasyon vanası, hidrant gibi vanalar açılırsa, basınç farkından dolayı sisteme hava emilebilir. Tüm bu hava giriş yolları dışında, şebeke devreye alınmadan önce sistemde hava mevcuttur. Ancak pompa çalıştırılıp sisteme su alınmaya başlandığında hat üzerindeki hava kütlesi ilerleyerek sistemden çıkış yolu arar. Pek çok sistemde bu hava kütlesi sağlıklı tahliye edilemediği için kütle sürekli olarak sistem içerisinde kalır ve daha önce belirtildiği gibi sorunlara yol açar.

Yukarıda belirtilen sebeplerden dolayı hava miktarının regülasyonu, kapalı sistem su şebekeleri için oldukça mühim bir konudur. Hava regülasyonu, çeşitli vana üreticileri tarafından geliştirilen hava vanaları ile gerçekleştirilir.

3. HAVA VANALARI

Hava vanaları, kapalı sistem su dağıtım şebekesinin akciğerleri olarak tanımlanabilir. Vanalar, kapalı konumdayken dışarıya su çıkışını engellerler; açık konumdayken ise sisteme hava emerler veya sistemden dışarıya hava tahliye ederler. **Resim 1**'de, standart bir hava vanası örneği görebilirsiniz. Hava vanaları, temel olarak fonksiyonlarına göre çeşitlendirilebilir. Her bir hava vanasının farklı fonksiyonları bulunmaktadır ve hepsi aynı amaç için kullanılamaz. Kullanıcı, sistemindeki ihtiyaca göre en uygun amaçlı hava vanasını seçmeli, doğru bir şekilde, doğru konuma monte etmelidir. Vana seçiminde atılması gereken ilk adım, hava vanasının çeşidinin seçilmesidir. Daha sonra kullanıcı vana çapını ve konumlandırmasını belirlemelidir. Bu bölümde, farklı hava vana çeşitlerini ve kullanım amaçlarını inceleyeceğiz.



Resim 1

4.1. Hava Vana Çeşitleri

Tek Küreli/Çift Fonksiyonlu Hava Vanaları (**Resim 2**), tek bir küre ve yüzer top içerisinde iki ayrı fonksiyon gerçekleştirir. Vananın birinci fonksiyonu, şebeke doldurulurken büyük miktarlarda hava kütlelerini sistemden tahliye etmek, ikinci fonksiyonu ise şebeke boşaltılırken büyük miktarlarda hava kütlelerini sisteme emmektir. Şebekeye su basıldığında sıkışan hava, vanadan tahliye edilmekte, su kütlesi vanaya ulaştığında ise yüzer top sızdırmazlık elemanlarını sıkıştırarak kapanmaktadır. Daha sonra sistem boşaltılırken ise, su kütlesi vanadan ayrılır ayrılmaz, yüzer top aşağıya düşerek vanayı açmakta ve içeriye hava emmektedir. Belirtilen vana, sistem çalışırken oluşan küçük hava kabarcıklarını tahliye etme özelliğine sahip değildir ve böyle bir amaç için kullanılmamalıdır.



Resim 2

Çift Küreli/Üç Fonksiyonlu Hava Vanaları (**Resim 3**) ise, **Şekil 5**'te de görülebileceği gibi Tek Küreli/Çift Fonksiyonlu Hava Vanalarına benzer bir gövdeden oluşmakta fakat ana kürenin yanında ek olarak küçük bir küre daha bulunmaktadır. Böylelikle ana küre, şebeke doldurulurken büyük miktarlarda hava kütlelerinin sistemden tahliyesine ve şebeke boşaltılırken büyük miktarlarda hava kütlelerinin sisteme emilmesine yol açarken küçük küre, çalışma esnasında oluşan hava kabarcıklarının sistemden tahliye edilmesine yol açar. Vana, üç fonksiyonu da içerdiği için su şebekelerinde en çok tercih edilen hava vanasıdır.



Resim 3



Şekil 5

Darbesiz Hava Vanaları (**Resim 4**) ise farklı çaplı, çift çıkışa sahip hava vanalarıdır. Çift Küreli/Üç Fonksiyonlu Hava Vanalarının bütün özelliklerini kapsayan Darbesiz Hava Vanaları, bu özelliklerin yanında darbesiz kapanma özelliği gösterir. Su kütlelerinin yüksek hızlarda hareket etmesi sonucu şebeke içerisindeki hava da yüksek hızlarda itilmektedir. Dolayısı ile oldukça hızlı olarak tahliye edilen hava, içeride negatif basınç oluşturarak su kütlesinin daha da hızlanmasına yol açmaktadır. Böyle bir durumda su kütlesi, hava vanasına ulaştığında çok yüksek hızlarda vanaya çarparak sistemde darbe oluşmasına sebep olur. Böyle durumlarda, standart hava vanaları yerine darbesiz hava vanaları kullanıldığında, yüksek hızlarda tahliye edilen hava kütlesi, vananın önündeki özel darbe klapesinin kapanmasına sebep olur ve hava tahliyesi daha küçük ikinci bir orifisten yapılır. Böylelikle hava tahliyesinin hızı düşürülür. Yüksek hızlarda seyreden su kütlesi ise yavaşlayarak darbesiz bir şekli eder. Darbesiz Hava Vanaları, özellikle su geçiş hızının yüksek olduğu derin kuyu 1 edilmektedir.



Resim 4

erisinde hava oluna devam erinde tercih

Yüksek risk taşıyan, ani pompa kapanması ve su kütlesi ayrışması ihtimali bulunan sistemlerde emniyet amaçlı Vakum Vanaları (**Resim 5**) bulunmalıdır. Vakum Vanaları, içerisinde yüzer top sistemi bulunmayan, klape ve karşı ağırlık mantığı ile sızdırmazlık sağlayan bir hava vanasıdır (**Şekil 6**). Bu özelliğinden dolayı vana, standart hava vanalarına oranla daha hızlı açılarak daha büyük miktarlarda hava kütlesini şebekeye emebilir. Ani pompa kapanması yaşandığında veya su kütlesi ayrışması oluştuğunda, şebekeye olabildiğince hızlı miktarlarda hava emilmelidir. Bunun nedeni, içeride oluşabilecek negatif basınçların şebekeye zarar verme olasılığıdır. Dolayısı ile, bu gibi acil durumlarda vakum vanaları açılarak sistem parametrelerini normal seviyelere düşürürler. Vakum Vanaları, yüksek kapasiteleri ve hızlı tepkileri dolayısı ile oldukça avantajlıdır fakat sistemden hava tahliye etme özellikleri bulunmadıkları için sadece acil emniyet vanaları olarak kullanılırlar.



Resim 5



Şekil 6

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi boru hattı içerisindeki küçük hava kabarcıkları sistemin verimini düşürerek pompalama maliyetlerini artırmakta ve boru hattı içerisindeki korozyon oluşumunu hızlandırmaktadır. Şebekenin tepe noktalarında toplanan bu hava kabarcıklarını sistemden tahliye etmek için 1" Tek Küreli/Tek Fonksiyonlu Hava Vanaları (**Resim 6**) kullanılır. **Şekil 7**'de de görüldüğü üzere, vana içerisinde, bir pime bağlanmış yüzer bir top bulunmaktadır. Vana içerisine giren hava kabarcıkları yüzer topu düşürmekte ve vana çıkış orifisinden tahliye edilmektedir. Vana, sadece hava kabarcıklarını tahliye fonksiyonuna sahip olmakta ve büyük çaplı hava emme ve tahliye fonksiyonlarına sahip olmamaktadır.



Resim 6



Şekil 7

Yukarıda belirtilen hava vanalarının ortak özelliği, temiz su şebekelerinde kullanılmaları sistemlerinde kullanıldığında partiküller vananın sızdırmazlık elemanları arasına sıkışarak vananın gerçekleştirme olanaklarını önlerler. Ayrıca pis suyun içerdiği korozif maddeler hava vanasının yıpranmasına sebep olur. İşte bu sebeplerden dolayı pis su sistemleri için Pis Su Hava Vanası (**Resim 8**'de görülebileceği gibi, Pis Su Hava Vanalarında sızdırmazlık topu, yüzer bir topa bağlıdır. Vanaya pis su girdiğinde yüzer topu yükseltir ve üst sızdırmazlık topu kapanır. Dolayısı ile içeride basınç oluşur ve pis su kesinlikle sızdırmazlık elemanları ile temas etmez. Böylelikle sızdırmazlık sorunu ortadan kalkar. Ayrıca vananın iç aksamı korozyondan korunmak amacı ile paslanmaz çelik malzemeden üretilmiştir. Pis Su Hava Vanası, şebeke doldurulurken büyük miktarlarda hava kütlesinin sistemden tahliye edilmesi, şebeke boşaltılırken büyük miktarlarda hava kütlesinin sisteme emilmesi ve çalışma esnasında oluşan hava kabarcıklarının sistemden tahliye edilmesi gibi üç ana fonksiyonu gerçekleştirir.

s su
arını
cisiz
şekil



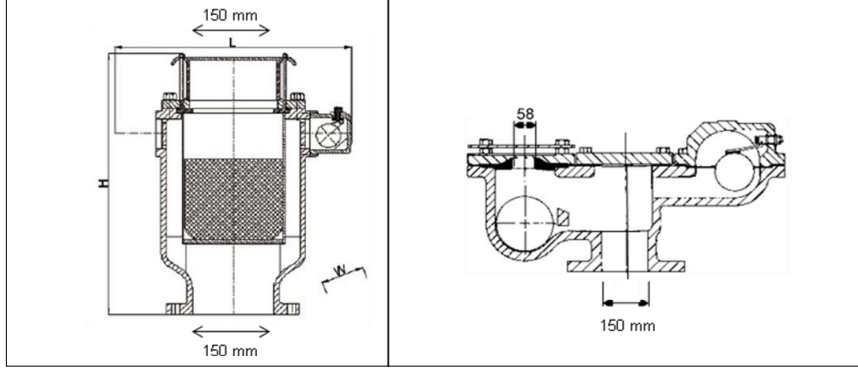
Resim 7



Şekil 8

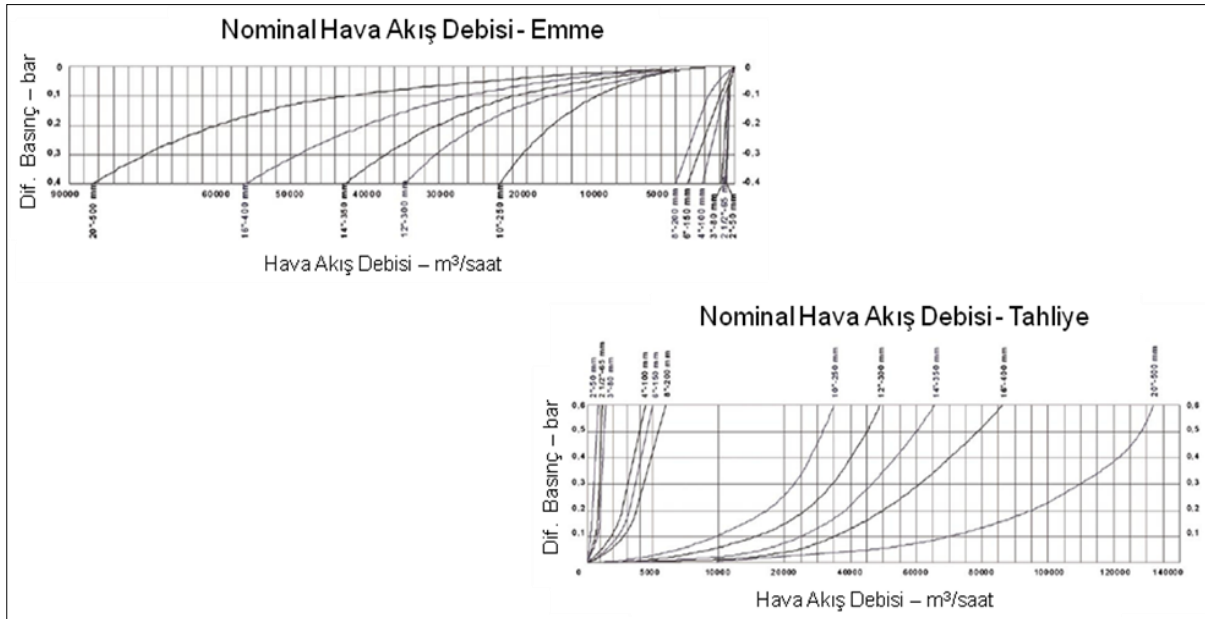
4.2. Hava Vanalarının Kapasiteleri

Hava Vanalarının tahliye ve emme kapasiteleri, hava vanası seçimlerini etkileyen en önemli konulardan biridir. Kullanıcı, projede belirtilen hava tahliye ve emme kapasitelerini karşılayacak vanaları seçebilmek için öncelikle hava vanalarının kapasitelerini bilmesi gerekmektedir. Maalesef ülkemizde vana kapasiteleri, vana flanş çaplarına göre belirlenmektedir. Bu, tamamen yanlış bir yöntemdir. Hava vanası flanşının büyük olması, vana kapasitesinin de büyük olduğunu göstermez. Birçok üretici, aynı boyutlardaki hava vanalarına farklı flanşlar monte ederek kullanıcılarına sunmaktadır. Oysa vana üzerindeki alanlar ve çıkış orifisi, giriş flanş çapından küçük olduğu için sadece flanş değişimi vananın kapasitesini arttırmaz. **Şekil 9**'da bir örnek görülmektedir. Sağ tarafta yer alan hava vanasının giriş flanş çapı 150 mm olmasına rağmen tahliye orifis çapı sadece 58 mm'dir.



Şekil 9

Dolayısı ile vana, 58 mm'lik çap ve buna bağlı olarak 58 mm'lik bir tahliye alanı sağlar. Üretici, sadece giriş flanşını büyülterek vana kapasitesini arttıramaz. Sol taraftaki hava vanasında ise, vananın tüm kesit alanları 150 mm çapında hava geçişine uygun olarak tasarlanmıştır. Dolayısı ile vana giriş çapında, yüzer top etrafında ve çıkış çapında her zaman 150 mm'lik geçiş sağlanmakta ve vananın kapasitesi artmaktadır. Üzüntü verici bir şekilde, aşağıda gösterilen bu iki vana aynı kategoriye sokulmakta ve kapasiteleri eşit olarak tanımlanmaktadır. Kullanıcılar, hava vanalarını flanş çaplarına göre değil, kapasite eğrilerine göre seçmelidir. Şekil 10'da bir vana üreticisinin, farklı çaplar için yayınladığı hava tahliye ve hava emme kapasitelerini görmekteyiz. Kullanıcıların, bu gibi kapasite eğrilerini göz önüne almaları ve proje tahliye ve emme kapasite ihtiyacına en uygun hava vanasını seçmeleri gerekmektedir.



Şekil 10

4.3. Hava Vanası Kapasite Seçimleri

Kapalı sistem su dağıtım şebekelerinde hava kapasite seçimleri iki farklı kriter göz önünde bulundurularak yapılır. Bunlardan birincisi, şebekenin ihtiyaç duyduğu tahliye kapasitesi, ikincisi ise emme kapasitesidir. Genellikle küçük çaplı basit projelerde (boru hattı patlaması yaşanmasının düşük olduğu, hat üzerindeki kot farklarının az olduğu ve eğim değişikliklerinin fazla olmadığı projeler) hava vanası kapasiteleri, şebekenin tahliye kapasitesi göz önünde bulundurularak seçilir. Eğer şebeke daha komplike ve boru hattı patlaması yaşanması yüksek olan bir sistem ise, daha güvenilir bir yöntem olarak şebekenin emme kapasitesi göz önünde bulundurularak hava vanaları seçilir.

Şebekenin tahliye kapasitesini etkileyen en önemli etken, şebekenin doldurma hızıdır. Bu veri projede belirtilmekle birlikte hava tahliye miktarını da direkt olarak etkileyen bir faktördür. Sistemdeki su giriş hızı ile boru hattı üzerinde ilerleyen hava hızı eşit olarak varsayılmakta ve belirtilen miktarda debiyi sistemden tahliye edebilecek kapasitede hava vanaları seçilmektedir. Bu işlem yapılırken boru hattı belirli aralıklarla bölünür ve her bir bölüm için ayrı hesaplamalar yapılır. Dolayısı ile şebekeyi tek bir eleman olarak alıp hesaplamalar yapmak yerine daha küçük parçalar üzerinden hesaplamalar yapılarak seçimin doğruluk payı yükseltilir. Ayrıca, su hacminin yüzde kaçının

çözünmüş hava olduğu, tahliye esnasında bu sıvının yüzde kaçının havaya dönüştüğü belirlenememektedir. Dolayısı ile sistemde, alan hesabı ile belirlenen hava miktarının üzerinde hava miktarı bulunmaktadır. Bu sebeple, su hacminin ortalama olarak % 2'si hava olduğu üzere, hesaplanan hava vanası kapasite değerlerine % 2 düzeltme payı konulur. Ayrıca, boru hattı doldurma hızı eğer tehlikeli boyutlarda ise sistemde darbe oluşma riski bulunduğundan şebeke üzerinde Darbesiz Hava Vanaları kullanılması tavsiye edilir. Sistemin hava tahliye kapasitesini hesaplamak için debi formülü kullanılır:

$$Q_F = (V_F)(A) \quad (1)$$

Q_F = Tahliye kapasitesi – m³/san
 V_F = Boru hattı dolum hızı – m/s
 A = Boru hattı iç kesit alanı – m²

$$Q_F = (V_F)(\pi D^2/4) \quad (2)$$

Q_F = Tahliye kapasitesi – m³/san
 V_F = Boru hattı dolum hızı – m/s
 D = Boru iç çapı – m

Kapalı sistem su dağıtım şebekelerinde hava vanası kapasite seçimleri için uygulanması gereken ikinci kriter, şebekenin hava emme kapasitesinin hesaplanmasıdır. Bu kriter, tahliye kapasitesi hesaplamasına göre çok daha güvenli bir yöntem olmakla birlikte birçok vana üreticisi tarafından tavsiye edilen kapasite seçim yöntemidir. Emme kapasitesi, tam çaplı boru hattı patlaması yaşandığı simule edilerek hesaplanır. Bu patlama sonucu tam çaplı serbest sıvı akışı oluşacağı varsayılır ve hesaplanan sıvı akışına göre hava vanalarının emme kapasiteleri hesaplanır. Serbest sıvı akışının, hava giriş akışıyla aynı olacağı varsayılarak, serbest sıvı akışının bir miktar üzerinde emme kapasiteleri seçilir ve bu kapasiteleri karşılayacak hava vanaları seçilir. Tahliye kapasitesi seçiminde yapıldığı gibi, emme kapasitesi seçiminde de sistem belirli parçalara bölünür ve hesaplamalar her bir parça için ayrı ayrı yapılır. Serbest sıvı akışının hesaplanmasında, farklı formüller kullanılmaktadır. Bu formüllerden bazıları şu şekildedir:

$$P_d = (102627 Q^{1.85}) / (C^{1.85} d^{4.87}) \quad \text{Hazen-Williams Denklemi (3)}$$

P_d = Boru hattındaki basınç düşümü – Pa/m
 Q = Hacimsel debi – m³/san
 d = Boru hattı iç çapı – m
 C = Sürtünme katsayısı

$$v = C \sqrt{R \cdot i} \quad \text{Chezy Denklemi (4)}$$

v = Akışkanın ortalama hızı – m/s
 C = Chezy katsayısı – m^{1/2}/san
 R = Boru hattı yarıçapı – m
 i = Boru hattı eğimi – m/m

$$h_f = (f \cdot L \cdot V^2) / (D \cdot 2 \cdot g) \quad \text{Darcy-Weisbach Denklemi (5)}$$

h_f = Sürtünmeye dayalı basınç kaybı – m
 L = Boru hattı uzunluğu – m
 D = Boru hattı iç çapı – m
 V = Akışkanın ortalama hızı – m/san
 g = Yerçekimi ivmesi – m/san²
 f = Darcy sürtünme katsayısı

$$V = (k \cdot R_h^{2/3} \cdot S^{1/2}) / n \quad \text{Manning Denklemi (6)}$$

V = Akışkanın ortalama hızı – m/s
 k = Katsayı = 1.0
 n = Manning sürtünme katsayısı
 R_h = Boru iç yarıçapı – m
 S = Lineer basınç kaybı = h_f / L – m/m

Yukarıda belirtilen formüllerden ortalama hız veya debi değerleri çekilerek serbest sıvı akışının miktarı tanımlanır ve bu değer doğrultusunda hava vanaları seçimleri yapılır. AWWA (American Water Works Association) kuruluşuna göre ise emme kapasitesi aşağıda belirtilen formül ile hesaplanır (birimler Amerikan sistemine göredir):

$$Q = 0.0472C\sqrt{(SID)^5} \quad (7)$$

Q = Hacimsel debi – scfm
C = Chezy katsayısı
S = Boru hattı eğimi – ft/ft
ID = Boru hattı iç çapı – in²

Görüldüğü gibi denklem, (4) no'lu Chezy denkleminden elde edilmiş bir denklemdir. Eğer hacimsel debi değerini etkileyen faktörleri incelersek, boru hattı iç çapının, eğiminin ve boru hattı malzemesinin debiyi etkilediğini görebiliriz. Dolayısı ile AWWA tarafından da tavsiye edilen (7) no'lu denklem, en doğru sonucu veren denklemdir.

Tam çaplı boru hattı patlaması yaşanma olasılığının düşük olduğu, şebeke drenajının, boru hattı çapından daha küçük bir izolasyon vanası ile yapıldığı sistemlerde ise daha farklı bir yol ele alınır. Bu gibi sistemlerde, tam boru çaplı bir su akışı yaşanmayacağı için sadece izolasyon vanası çapı kadar su akışı yaşanacağı dikkate alınarak hesaplama yapılır. Aşağıda, bu gibi projeler için kullanılan hesaplama formülü bulunmaktadır:

$$Q_D = (V_D)(A) \quad (8)$$

Q_D = Tahliye kapasitesi – m³/san
V_D = Boru hattı drenaj hızı – m/s
A = Boru hattı iç kesit alanı – m²

$$Q_D = C_d(\sqrt{(2g\Delta h))}(\pi(D_D/2)^2) \quad (9)$$

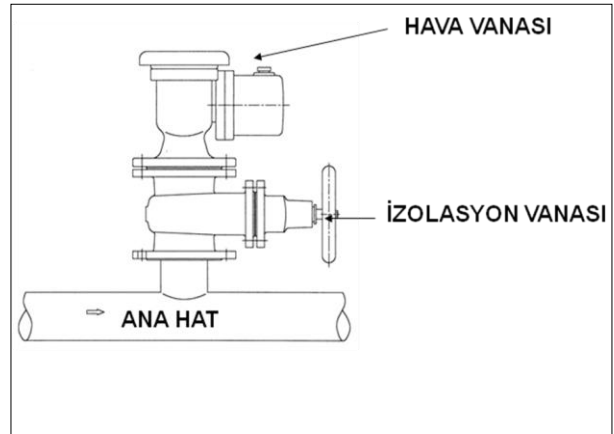
Q_D = Tahliye kapasitesi – m³/san
C_d = Katsayı = 0.6
g = Yerçekimi ivmesi – m/san²
Δh = Hava Vanası ve İzolasyon Vanası arası kot farkı – m
D_D = İzolasyon Vanası çapı

Formülde de görüleceği üzere bu hesaplamada boru hattının eğimi ve basınç kaybı dikkate alınmaz. Dolayısı ile hesaplama, basit sistemler için kullanılmaya uygundur.

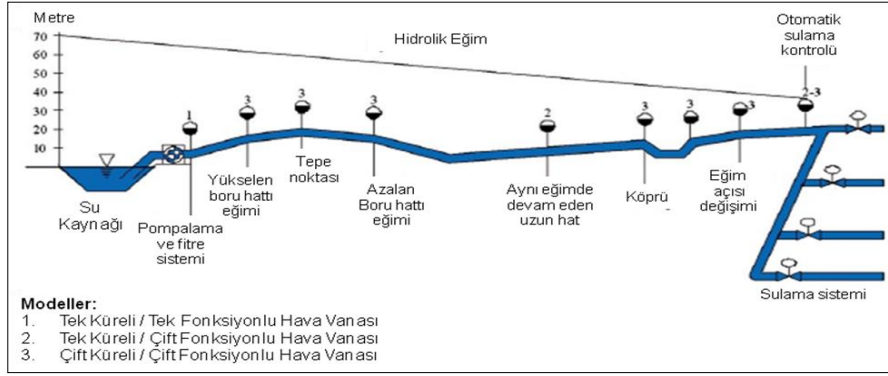
4.4. Hava Vanalarının Konumlandırılması ve Montajı

Hava Vanalarının doğru montaj şekli **Resim 8**'de görülebilir. Hava Vanalarının altına her zaman bir izolasyon vanası monte edilmesi tavsiye edilir. İzolasyon vanası, ileride ihtiyaç duyulabilecek bakım durumlarına olanak verebilmek ve hava vanasına giden su akışını kesmek amacı için kullanılır.

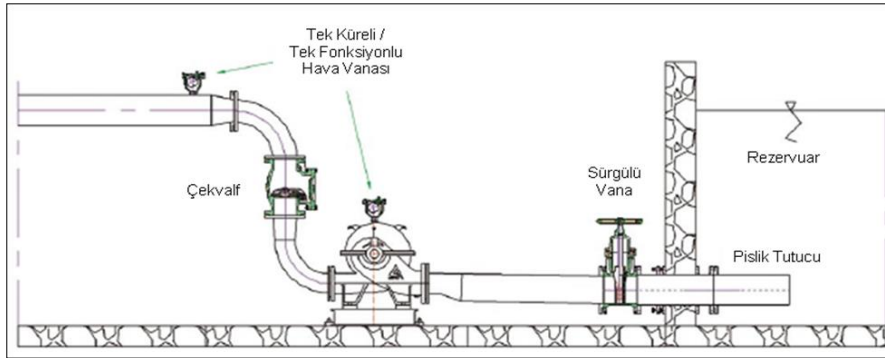
Hava Vanaları, **Resim 9**'da görüldüğü gibi, pompalama sistemlerinde, yükselen boru hattı eğimlerinde, tepe noktalarında, azalan boru hattı eğimlerinde, köprü geçişlerinde, eğim açısında herhangi bir değişiklik olduğu durumlarda, sulama hatları dağılımında ve aynı eğimle devam eden uzun hatlarda konumlandırılmalıdır. Bu gibi yerler, hava kütlelerinin toplanabileceği bölgeler olduğu için vana montajı yapılmayan bölgelerde hava birikintileri oluşabilir. Aynı eğimde devam eden uzun hatlar için farklı kaynaklar 400-600 m'de bir hava vanası yerleştirilmesini tavsiye etmektedir. **Resim 10**'da, bir pompa sistemi üzerinde hava vanası yerleşimini detaylı olarak görebilirsiniz. Ayrıca, su kütlesi ayrışması oluşabilecek yerlerde, ani pompa kapanması oluşabilecek yerlerde, daha önce de bahsedildiği gibi emniyet vanası olarak Vakum Vanaları montajı yapılması tavsiye edilir.



Resim 8



Resim 9



Resim 10

KAYNAKLAR

- [1] Doğu Vana, "2008 DVD Catalogue", İzmir, 2008
 - [2] Y. Dvir, "Fluid Control Devices", pp 245-273 , C
 - [3] M. Tarshish, "Reduction of Energy Expenses By
 - [4] Naftali Zloczower, "Pressure Surges and Air Valv
 - [5] "Theory, Application, and Sizing of Air Valves",
 - [6] Allistair Balutto, "Selection and Positioning of De
- nces Books, Habashan, 1997
 'rom Pipelines", pp 1-5 , 1998
 on, Location, and Sizing", pp.5-22
 7
 Valves", pp , 1-6, 1998

SUMMARY

In closed systems, the quantity of air inside the system and the ratio of water – air create a complicated issue for water distribution networks. Air in the pipelines can cause water flow inefficiencies & increase energy consumption, can cause pressure surges, flow surges, water hammer, can increase cavitation inside the pipeline and can cause harm to the system. In these distribution systems, air movement has to be controlled so that air should not apply force to the water flow in negative direction or should not apply dramatic force to the pipeline walls. That is why, in filling and draining water and while water is dynamic in the system, air movement has to be controlled.

Air Valve is an equipment that regulates air quantity inside the pipelines. These valves can differ from each other in terms of their function, working medium and their capacity. Mainly, air valves have three different functions:

- Releasing large quantities of air from the system
- Taking in large quantities of air to the system
- Releasing pressurized air pockets from the system

There are different types of air valves in the market that can cover only some of these functions and some, that can cover all of these functions plus some additional ones. The user of air valves has to know what type of air valve he needs and should determine what type of functions he wants. Air valves protect the system from different hydraulic affects, however selecting and installing an air valve is a very important issue since wrong selection/installation of these valves can not only protect the system but also can cause damage to the system. If inappropriate valve is selected, the uncontrolled release of air from a large orifice or a very limited in take of air from a very small orifice can cause hydraulic problems in the pipeline. Therefore, capacity of releasing and admitting air is a big concern for air valve selection. The flow capacity of the system should be determined first, based on some scientific calculations and an air valve that matches these discharge and intake capacities should be selected. Furthermore, installation of air valves is another topic which should be taken into consideration. Installation of air valves should be done so that air valves should not prevent water flow and should not increase pressure loss in the system. That is why designers should know the flow characteristics and act accordingly. In this paper, we will discuss about air valves in closed water distribution systems, and their selection & installation criteria.

YATAY MİLLİ POMPALARIN YANGIN POMPASI OLARAK KULLANILMASI

Hayrettin Yücel DAĞADA
Vizyon Dan. Müh. ve Dış Tic. Ltd. Şti.

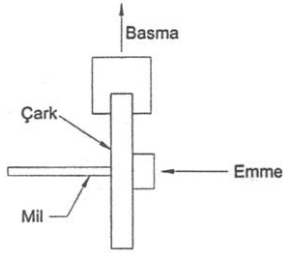
ÖZET

Bu bildiride, Amerikan Yangın Standartlarına göre, yatay milli yangın pompalarında olması gereken özellikler konstrüksiyon, malzeme ve hidrolik performans açısından incelenmiştir. NFPA 20, UL 448, FM 1311 standartları incelenmiş ve yatay milli yangın pompalarının taşıması gereken konstrüksiyon, malzeme ve hidrolik performans özellikleri bildiri kapsamına alınmıştır. NFPA, dünyada en çok kullanılan ve özellikle pompa sistemlerinde yaygın olarak kabul görmüş bir standarttır. Yangın Pompası olarak kullanılacak bir pompanın sadece anma değerinde değil % 150 debide de manometrik yüksekliği anma değerinin % 65'inin altına düşmemesi gerekmektedir.

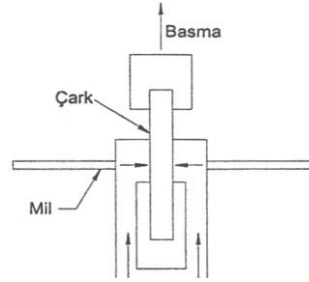
1. GİRİŞ

Yatay milli yangın pompaları, NFPA 20'deki nominal debi değerlerine uygun yatay monte edilebilen pompalardır.

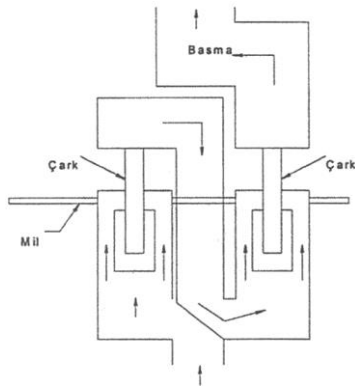
Yangın koruma sistemlerinde en çok kullanılan pompalar santrifüj pompalardır. Yatay milli santrifüj pompalar çark dizaynına bağlı olarak tek veya çift emişli olabilir. En çok kullanılan yatay milli yangın pompaları uçtan emişli (end-suction) ve yatay bölük gövdeli (split-case) tip pompalardır.



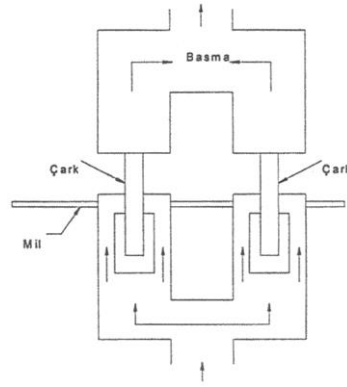
Şekil 1- Tek Emişli Pompa



Şekil 2- Çift Emişli Pompa



Şekil 3- 2 Kademeli Pompa-Seri



Şekil 4

2. TANIMLAR

2.1. Korozyona Dayanıklı Malzeme:

Prinç ve bronz alaşımlı bir malzemeye eşdeğer veya daha dayanıklı bir malzeme. Örneğin; prinç, bakır, monel, paslanmaz çelik, bronz vs.

2.2. Maksimum Çalışma Basıncı:

Pompa tarafından üretilen net basınç ile maksimum pozitif emme basıncının toplamıdır.

2.3. Toplam Basma Yükü (h_d):

Pompanın basma tarafındaki basınçölçerlerde okunan değerlerin sıvı yüksekliğine ve referans seviyeye dönüştürülmüş değerine hız yüksekliğinin eklenmesiyle bulunan değerdir.

2.4. Manometrik Yükseklik:

Manometrik yükseklik pompa tarafından suya verilen enerjidir. Yatay pompalar için pozitif emme basıncının olduğu yerlerde manometrik yükseklik, basma hattındaki basınçölçerlerin basıncından emme tarafındaki basınçölçerlerin basıncının çıkarılmasıyla bulunur. Emme ve basma flanşları aynı büyüklükte değilse hız yüksekliği de dikkate alınmalıdır.

2.5. Anma Manometrik Yüksekliği:

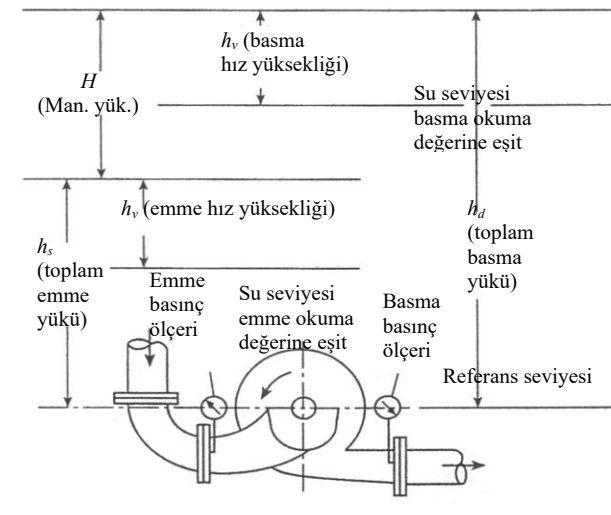
Pompanın anma debisinin sağlandığı ve anma hızındaki manometrik yüksekliktir. Başka bir ifadeyle pompanın anma hızında ve anma debisinde çalışırken suya verilen enerji miktarı toplam anma yüksekliğidir.

2.6. Toplam Emme Yüksekliği (h_s):

Toplam emme yüksekliği atmosfer basıncının üzerinde ise emme yüksekliği oluşur. Toplam emme yüksekliği, pompa emişinde okunan basınç değerinin sıvı yüksekliğine ve referansa dönüştürülen değerlerin hız yüksekliğinin eklenmesiyle bulunur.

2.7. Toplam Emme Derinliği (h_t):

Toplam emme yükü atmosfer basıncının altında olduğunda emme derinliği oluşur. Pompa emişinde okunan basınç değerinin sıvı yüksekliğine ve referansa dönüştürülen değerinden hız yüksekliğinin (emme) çıkarılmasıyla toplam emme derinliği bulunur. Yangın pompalarının emme derinliği durumunda çalışmasına müsaade edilmez, başka bir ifadeyle, emme flanşında negatif basınca müsaade edilmez.



Şekil 5- Pompa Manometrik Yüksekliği

2.8. Hız Yüksekliği (h_v)

$$h_v = \frac{v^2}{2g}$$

(1)

v: boru içindeki hız
g: yerçekimi ivmesi

2.9. Su Tedariği

2.9.1. Güvenilirlik

Su kaynağının yeterliliği ve güvenilirliği birincil öneme sahiptir ve bu yeterlilik tam olarak tanımlanmalıdır.

2.9.2. Kaynaklar

Miktarı, kalitesi ve basıncı yeterli olan su kaynağı yangın pompasını beslemek için kullanılabilir. Kamu şebeke suyunun yetersiz olduğu yerlerde alternatif su kaynağı sağlanmalıdır. Su kaynağının yeterliliği yangın pompasının tesisatına başlanmadan önce belirlenmeli ve değerlendirilmelidir.

2.9.3. Seviye

Kuyu veya ıslak çukurun minimum su seviyesi yangın pompası anma kapasitesinin % 150'nden az olmayacak bir pompalamayı sağlayacak durumda olmalıdır. Pompanın net kapalı hava basıncı artı maksimum statik emme basıncı toplamı sistemdeki komponentlerin anma basınç değerlerini aşmamalıdır.

3. HİDROLİK KARAKTERİSTİK

3.1. Anma Pompa Kapasiteleri / Pompa Büyüklüğü

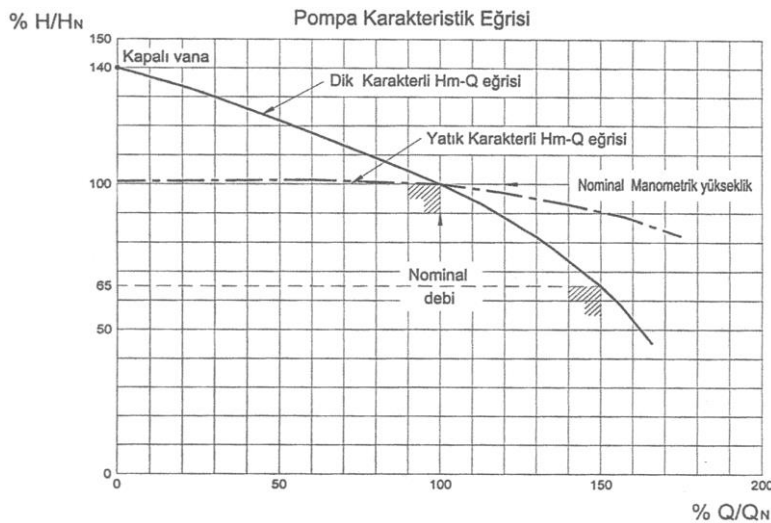
Yangın pompaları anma net basınçları 40 psi (2.7 bar) veya daha fazla ve anma kapasiteleri (debileri) aşağıdaki tabloda verilen değerlerde olmalıdır:

Tablo 1- Pompa Anma Büyüklükleri

GPM	lt/dak	GPM	lt/dak
25	95	750	2839
50	189	1000	3785
100	379	1250	4731
150	568	1500	5677
200	757	2000	7370
250	946	2500	9462
300	1136	3000	11355
400	1514	3500	13247
450	1703	4000	15140
500	1892	4500	17032
		5000	18925

3.2. Yangın Pompası alışma Aralığı

Pompa kapalı vanada çalışırken nominal net basının % 140'ını geçmeyecektir. Pompa % 150 debide çalışırken nominal basınç değerinin % 65'inin altına düşmeyecektir. NFPA 20'de santrifüj pompaların emme yüksekliği olan yerlerde kullanılamayacağı belirtilmiştir. Yangın pompası basıncı sistemdeki diğer komponentlerin basıncı ile uyumlu olmalıdır. (Maksimum statik basınç+ Kapalı vana basıncı)



şekil 6- NFPA 20'ye Göre Pompa Karakteristik Eğrisi

4. KONSTRÜKSİYON

4.1. Genel

Uçtan emişli ve in-line tip yangın pompaları tek kademeli olmalıdır. Bölük gövdeli pompalar tek veya çok kademeli olabilir. Uçtan emişli pompaların nominal debisi 500 GPM'den; in-line pompaların nominal debisi ise 750 GPM'den daha büyük olmamalıdır. Split-case (bölük gövdeli) ve dik türbin pompaları nominal debileri 5000 GPM'e kadar olabilir.

Dökümlerde kullanıma etki edecek pul, kabarcık, çatlak, kum deliği vs. gibi yüzey kusurları bulunmamalıdır. Döküm parça dolgu veya tıkaçlarla delik yerleri kapatılıp kullanılabilir hale getirilemez. Ancak poroziteyi gidermek için emprenye edilebilir.

Su basıncına maruz kalan parçaları monte etmek için kullanılan cıvata, saplama gibi bağlantı elemanları en az 3/8" (9.5 mm) çapında olmalıdır. Korozyona maruz iç cıvata, vida veya saplamalar bronz veya korozyona dayanıklı malzemeden yapılmalıdır.

Korozyona dayanıklı malzeme; prinç veya bronz alaşımı eşdeğeri veya daha yüksek korozyon eşdeğeri olan malzemedir. Basınca maruz dökümlerin herhangi bir cıvatasında gerilme alanı kullanılarak hesaplanan maksimum gerilme, malzeme için elastiklik limitinin 1/4 ünü aşmamalıdır. Gerilme alanı şu şekilde hesaplanır:

$$A_s = 0,7854 ((D+d) / 2)^2 \quad (2)$$

A_s : Gerilme alanı (mm)²

D : Cıvatanın nominal çapı (mm)

d : Cıvatanın dış dibi çapı (mm)

Pompa milindeki maksimum kombine kesme gerilmesi, gerilmedeki elastiklik sınırının % 30'unu aşmayacaktır veya maksimum çekme gerilmesinin % 18'inden fazla olmayacaktır. Pompa çarkları G6.3 balans kalite derecesine göre dinamik balanslanacaktır. (ANSI S2.19) Çarklarda maksimum dış çapın çevredeki genişliğe oranı (ön kapak ve sırt dahil) 6 veya daha büyük bir değerdeyse statik balans yapılabilir.

Flanş büyüklükleri, boyutları ve cıvata düzenlemeleri ANSI B16.1 normuna göre olacaktır. Emme ve basma boruları için minimum boru ölçüleri NFPA 20'de belirtilen değerlerde olacaktır. Pompa flanş ölçüleri NFPA 20'deki ölçülerden farklı ise eksantrik redüksiyon ve konsantrik increaser kullanılabilir. Pompa, emiş borusunda nominal debinin % 150'sinde çalışırken 10 çap uzunluktaki bölümde su hızı 15 ft/s (4.57 m/s)'yi geçmemelidir.

4.2. Bölük Gövdeli, Uçtan Emişli ve Eş Eksenli Pompalar

4.2.1. Pompa gövdeleri

Pompa gövdeleri; çark ve diğer iç parçaların emme ve basma borusuna zarar vermeden demontajı yapılabilecek şekilde tasarlanmalıdır. Pompa bir destek veya ayak üstünde olmalıdır. Destek yapısal mukavemet ve uygulama için uygun rijitlikte olmalıdır. Pompa gövdesi üstünde drenaj için bir tapa yeri olmalıdır. Tapa 1/2'den daha küçük olmamalı ve korozyona dayanıklı malzemeden olmalıdır.

Tablo 2- Pompa Ekipman Tablosu

Pompa nominal debisi		Minimum Boru ve Komponent Ölçüleri						
gpm	L/min	Emme hattı (in.) ^{1,2}	Basma Hattı (in.) ¹	Emniyet vanası (in.)	Emniyet vanası Basma borusu (in.)	Akış Metre (in.)	Deneme Vanası çapı-sayısı (in.)	Deneme Vanası Koll.çapı (in.)
25	95	1	1	3/4	1	1 ¼	1-1 1/2	1
50	189	1 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/2	2	1-1 ½	1 1/2
100	379	2	2	1 1/2	2	2 ½	1-2 ½	2 1/2
150	568	2 1/2	2 1/2	2	2 1/2	3	1-2 ½	2 1/2
200	757	3	3	2	2 1/2	3	1-2 ½	2 1/2
250	946	3 1/2	3	2	2 1/2	3 ½	1-2 ½	3
300	1136	4	4	2 1/2	3 1/2	3 ½	1-2 ½	3
400	1514	4	4	3	5	4	2-2 ½	4
450	1703	5	5	3	5	4	2-2 ½	4
500	1892	5	5	3	5	5	2-2 ½	4
750	2839	6	6	4	6	5	3-2 ½	6
1000	3785	8	6	4	8	6	4-2 ½	6
1250	4731	8	8	6	8	6	6-2 ½	8
1500	5677	8	8	6	8	8	6-2 ½	8
2000	7570	10	10	6	10	8	6-2 ½	8
2500	9462	10	10	6	10	8	8-2 ½	10
3000	11355	12	12	8	12	8	12-2 ½	10
3500	13247	12	12	8	12	10	12-2 ½	12
4000	15140	14	12	8	14	10	16-2 ½	12
4500	17032	16	14	8	14	10	16-2 ½	12
5000	18925	16	14	8	14	10	20-2 ½	12

1 Pompa flanşları boru çapından farklı olabilir.

2 Emiştiren önceki 10 çap uzunluğundaki bölüm için geçerlidir.

4.2.2. Çarklar, halkalar ve diğer iç komponentler

Pompa içinde gövde aşınma halkaları olmalı, bunlar çarkla birbirini sarmayacak malzemeden yapılmalıdır. Aşınma halkaları, eksenel hareketine ve dönmesine müsaade etmeyecek şekilde monte edilmelidir. Çark aşınma halkalarına gerek yoktur.

Çark, gövde aşınma halkası, fener halkası, salmastra kutusu dip bileziği, kısma parçası, glen, ... somunları, boşaltma tapaları, iç somunlar korozyona dayanıklı malzemeden olmalıdır.

Çark içinde herhangi bir noktada veya çevredeki su geçiş kesitleri aşağıda belirtilen değerlerden az olmamalıdır.

- Nominal debisi ≤500 GPM (113.5m³/h) için (5/16" (7.9mm))
- 500 GPM (113.5m³/h) < nominal debi ≤750GPM (170 m³/h) için (1/2" (12.7mm))
- Nominal debi >750GPM (170 m³/h) için (5/8" (15.9"mm))

Pompanın dönen ve sabit parçaları arasındaki radyal aralık 0.0075" (0.191 mm)'den az olmamalıdır. Çarklar çalışma şartları altında eksenel yönde gövdeye temas etmeyecek şekilde yerleştirilmelidir. Çarklar kapalı tip olmalıdır.

4.2.3. Kaymalı Yataklar

Ana mil yatakları, herhangi bir yatağın izdüşüm alanı üstündeki gerilme 20 psi (138 kPa)'ı geçmeyecek şekilde düzenlenmelidir. Kaymalı yatak çıkarılabilir kabuk tip olacaktır. Yatağın et kalınlığı en az 1/4" (6.4 mm) olacaktır.

Yatak girişinde yağlamayı sağlayacak yağ kanalları olmalıdır. Kaymalı yatak, halka veya sonsuz zincir yağlayıcı olmalıdır. Yağlama hücresinin 1/2' lik boşaltma deliği prinç tapayla kapatılmalıdır. Yatakların iç kısmındaki uçlarına yatak sızdırmazlığını sağlayabilmek için korozyona dayanıklı malzemeden su fırlatıcılar konmalıdır. Yatakların dış kısmındaki uçlarında yatak sızdırmazlığını sağlamak için toz kapakları konmalıdır.

4.2.4. Bilyalı ve Makaralı Yataklar

Pompanın bilyalı ve makaralı yatakları nominal hızda, maksimum çark çapında ve maksimum yükte en az 5000 saat çalışabilmelidir.

Yatak ömrü hesabında aşağıdaki formüller dikkate alınır:

$$L_h = \frac{L_{10}}{N \times 60} \quad (3)$$

$$L_{10} = \frac{C}{P^n} = \frac{C}{(X.Fr + Y.Fa)^n} \quad (4)$$

(n=3 Bilyalı yataklar / n=10/3 Makaralı yataklar)

L_h : Saat olarak ömür

L_{10} : Dönme sayısı

N : Nominal hız (devir/dakika olarak)

C : Yataktaki dinamik yük

X : Yatağın radyal yük faktörü

Fr : Yatağa gelen radyal yük

Y : Yatağın eksenel yük faktörü

Fa : Yatağa gelen eksenel yük

Eğer bir pompanın çarklarının eksenel ve radyal kuvvetini taşımak için motorun yataklarından faydalanılıyorsa pompanın maruz kaldığı maksimum yükler esas alınarak motorun yatak ömrü hesapları gözden geçirilmelidir. Bölük gövdeli pompa milinin bir tarafındaki yatak montajı, eksenel olarak hareket edecek şekilde düzenlenmelidir. Uçtan emişli pompalarda kullanılan iki yatak montajında; bir yatak, radyal kuvvetleri taşımak için yatak gövdesi içinde hareketi serbest bırakılmalı, diğer yatak ise eksenel ve radyal kuvvetin her ikisini de taşıyacak şekilde düzenlenmelidir. Rulmanlı yataklar gres ile yağlanmalıdır. Gres ile yağlanan yatak gövdelerinde dişli bir delik olmalı, bu delik tapalama, gres ekipmanı yerleştirme ve tahliye amaçlı kullanılabilir. İlave yağlama gerek duyulmayacak şekilde dizayn edilen yataklarda gres ekipmanı ve tahliye deliğine gerek yoktur. Yataklar ve yuvalar sertleştirilmiş olacaktır. Yüzey sertleştirme kabul edilemez. Yataklara, su ve yabancı malzemelerin girmemesi için su sıçratıcı ve toz kapakları kullanılmalıdır.

4.2.5. Sızdırmazlık

Pompalar yumuşak salmastralı ve salmastra kutulu olmalıdır. Salmastra kutusunun boyu, kullanılacak yumuşak salmastra genişliğinin 5 katı artı dip burcu genişliği mesafesi kadar olmalıdır. Salmastra kutusu dip bileziği kullanılabilecekse korozyona dayanıklı malzemeden olmalıdır. Pompa millerinde korozyona dayanıklı kovanlar kullanılmalıdır. Salmastralardan mil için yatak desteği olarak faydalanılamaz esnek kaplin döner elemanlarının, çalışanlara zarar verme riskine karşı koruma amaçlı muhafazaya alınmalıdır.

5. PERFORMANS

5.1. Çalışma Testi

Pompa 40 psi veya daha fazla nominal net basınç verebilmeli ve nominal debisi NFPA 20'deki değerlere uygun olmalıdır. Herhangi bir pompa için birden fazla debi-basınç değeri üretilebilir. Her bir nominal debi değeri için pompa nominal manometrik yüksekliği değerinden daha az bir değer üretmeyecektir. Pompa nominal debisinin 1.5 katı değerinde çalışırken nominal manometrik yüksekliğin % 65'inden daha az bir değer üretmemelidir. Yangın pompasının maksimum net basıncı nominal değerinin % 140'ını geçmemelidir. Uygulanacak test toleransları Hidrolik Enstitüsü'ndeki değerlere göre olmalıdır. Pompa nominal hızda çalışma testine bırakılacaktır. Pompa kastedilen nominal net basınç aralığı için, minimum ve maksimum net basınçları üretecek farklı çark çaplarında da testleri yapılacaktır. Pompanın gerektirdiği maksimum gücü elde etmek için pozitif emme basıncı ile test yürütülmelidir. Bölük Gövdeli, uçtan emişli veya in-line pompa nominal debinin % 150'sinde pompa emme flanşında Mutlak 19 ft. (5.78m) bir NPSH değeri sağlanmalıdır. Test esnasında manometrede 17 ft. (4.57 m) vakum değerinden daha küçük bir değer okunmalıdır.

5.2. Hidrostatik Mukavemet Testleri

Bölük gövdeli, uçtan emişli, pompaların gövdeleri 1 dakika süreyle maksimum çalışma basıncının 2 katı veya 400 psi'lik bir basınca herhangi bir kırılma ve çatlama olmaksızın dayanmalıdır. Her bir pompa fabrikadan sevk edilmeden imalatçı tarafından 5 dakikadan az olmamak şartı ile hidrostatik olarak test yapılmalıdır.

Test Basıncı = 1.5x kapalı vana basıncı + maksimum emme basıncı
Test basıncı hiçbir zaman 250psi (17 bar)'dan daha az olmamalıdır. (NFPA 20)

6. EKİPMANLAR

Gerekli durumlarda pompa ile beraber aşağıdaki ekipmanlar verilmelidir:

- Otomatik hava alma valfi
- Gövde soğutma valfi (sirkülasyon tahliye valfi)
- Manometre-Vakummetre / Basınç ölçerler
- Eksantrik redüksiyon
- Konsantrik genişleme parçası
- Debimetre
- Deneme vanası
- Boru hattı süzgeci

6.1. Otomatik Hava Boşaltma Valfi

Pompa gövdesi içinde kalan havayı atmak için kullanılır. Pompa çalışmazken, hava borunun ve gövdenin yüksek noktalarında toplanacaktır. Bölük gövdeli pompalarda bu nokta, pompa gövdesinin üstüdür. Pompa çalışıp çark döndüğünde çark havayı zorlayarak valfe doğru yönlendirir ve havayı atar. Su valfe geldiğinde valf kapanır. Minimum 1/2" (12,7mm) çapında olmalıdır.

6.2. Gövde Soğutma Valfi

Pompa kapalı vana durumunda çalışırken içinde ısınan suyun dışarı atılmasını sağlar. Bu dışarı atma atmosfere olmalı, pompanın emişine yapılmamalıdır. Bu valfin kapasitesi 1 GPM den daha küçük olmalıdır. Bu valfin büyüklüğü pompa kapasitesine göre 3/4" veya 1" olmalıdır.

6.3. Basınç Ölçerler

Basınçölçer basma gövdesi yanına monte edilmeli 1/4" bağlantı ölçüsünde olmalı ve göstergesinin çapı 3 1/2" (89 mm)'den küçük olmalıdır. Gösterge değeri anma çalışma basıncının 2 katı değerinde olmalıdır. (200 psi/13,8 bardan küçük olmamalı.)

6.4. Boru ve Bağlantıları

Yerüstünde çelik boru kullanılmalıdır (yeraltı emme ve basma bağlantıları hariç). korozyon suyun mevcut olduğu yerlerde, çelik emme borusu galvanizli olmalı veya iç yüzeyi boyalı olmalıdır.

6.5. Emme Ölçüsü

Emme borusu büyüklüğü, emme hattındaki tek pompa veya birkaç pompa birlikte anma değerinin % 150 kapasitesinde çalışırken pompanın emme flanşındaki basınç 0 bar veya daha büyük olacak şekilde seçilmelidir. Pompa % 150 kapasitede çalışırken, emme flanşından 10 x Çap bölümdeki boruda su hızı 15 ft/sec (4,57 m/s)'lik değeri aşmayacak şekilde emme borusu çapı seçilmelidir.

6.6. Tesisat

Emme borusu pompanın çalışmasına etki edecek hava kaçaklarını ve hava ceblerini önleyecek tarzda yerleştirilmelidir; çünkü hava cebleri ve baloncukları pompa gövdesine ve çarka ciddi hasar verebilmektedir. Ayrıca donmayı önleyici tedbir alınmalıdır. Yatay bölük gövdeli pompalarda pompa emme flanşına direkt dirsek ile bağlantı yapılmamalı, en az 10xÇap boyunda bir düzlükten sonra dirsek bağlantısı yapılmalıdır. Emme borusu ve emme flanşı aynı büyüklükte değilse eksantrik redüksiyon (hava cebini önleyecek şekilde) kullanılmalıdır. Pompa mili ve motor millerini yanlış ayarlamalardan kaçınmak gerekir. İki tip yanlış ayar vardır:

- Açısal yanlış ayar: Miller eşeksenli fakat paralel değil,
- Paralel yanlış ayar: Miller paralel fakat eşeksenli değil.

KAYNAKLAR

- [1] NFPA 20, "Standard for the Installation of Stationary Pumps for Fire Protection", 2002
- [2] Puchovsky M.T., ISMAN Kenneth, "Fire Pump Handbook ", 1998
- [3] Fire Protection Handbook, 1997
- [4] UL 448, "Standard for Safety Pumps for Fire Protection Service", 1994.
- [5] FM 1311, "Approval Standard/Centrifugal Fire Pumps (Horizontal Type) Factory Mutual Research Corporation"

SUMMARY

Fire Pumps are a critical and essential component of water- based fire protection systems. Their proper operation is vital to the success of the system. As with all fire protection systems, fire pumps must function properly in emergency situations. Fire pumps are permitted to be manufactured so that they can operate over a range of pressure and flow conditions in relation to their rating. End-suction and inline fire pumps shall have only one stage, split-case fire pumps may have one or multi stages. The flow rate of end suction pumps are less than 500 GPM, flow rate of inline pumps are less than 750 GPM and split-case pumps can be up to 5000 GPM.

When the pump operates at churn, the shutoff head or pressure cannot exceed 140 percent of the pump's pressure rating. The minimum pressure occurs when the pump is operating at 150 percent of its capacity and is not to fall below 65 percent of the pump's rated pressure. The pump casing shall be of close-grained cast iron, bronze or other suitable material in accordance with the chemical analysis of the water and experience in the area. Impellers shall be made of corrosion-resistant material and of the closed type and must be balanced according to G 6.3 class. At the operating conditions Impellers don't have to touch any part. The pump shall be provided with corrosion-resistant wearing rings that are made of material not gall. Wearing rings must not rotate or move axially.

The radial clearance between the rotating parts of the fire pump are less than 0.19 mm. The bearing at one side of split-case pump shall be assembled so that it can be moved axially. The ball bearings shall be lubricated with grease oil. The bearing life is more than 5000 operating hours. The fire pumps shall have soft packing seal. At the packing division Shaft sleeves shall be made of corrosion resistant material. The pump shall demonstrate its capability to achieve %65 of its rated pressure when flowing % 150 of its rated capacity. The pumps shall be evaluated by application of a hydrostatic test at %150 of the design working pressure or 17 bar, whichever is greater. No observable leakage or damage shall occur.

The Split-case and End-suction pump casings shall be hydrostatically tested to %200 of their design working pressure or 400 psi, whichever is greater. These parts shall not rupture, crack or deformation.

At appropriate conditions, the following equipments shall be provided with pumps:

- *Air release valve*
- *Circulation relief valve*
- *Pressure gauges (manometer and vacummeter)*
- *Eccentric reducer*
- *Concentric increaser*
- *Flow meter*
- *Strainer of pipe line*

The water velocity in the suction pipe is less than 15 ft/sec (4.57 m/s) while the pump is operating at the % 150 capacity. The air pocket in the suction pipe shall be prevented.

GÜVENİLİRLİK OPTİMİZASYONU TEMELİ İLE SU DAĞITIM ŞEBEKESİ TASARIMI

İzzet Saygın AKKAŞ
Gülermak Ağır Sanayi

Nuri MERZİ
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

ÖZET

Suya olan ihtiyaç ve kaynakların kısıtlı olması, araştırmacıları su dağıtım şebekesi tasarımında en ekonomik ve en uygun çözümü bulmaya zorlar. Bu çalışmada, su dağıtım şebekesi tasarımında, güvenilirlik, optimizasyon ve aralarındaki ilişki birlikte incelenmektedir. Seçilmiş tasarımın optimum güvenilirlik seviyesinin kararlaştırılması için, maliyet güvenilirlik eğrisi eğimindeki kritik değişimin tespit edilmesini temel alan bir yöntem önerilmektedir. Çalışma bölgesi için çeşitli tasarım seçenekleri kısmi sayım optimizasyon tekniğini uygulayan, ticari program WADISO yardımıyla elde edilmektedir. Her değişik tasarımın güvenilirliği Bao ve Mays (1990) tarafından önerilen yöntemle göre hesaplanmaktadır[1]. Uygulama alanı olarak Ankara Su Dağıtım Şebekesi alt basınç bölgesinin (N8-1) iskeletleştirilmiş hali ele alınmaktadır. Bu çalışmada geliştirilen yöntem, gerekli minimum basınç, boru pürüzlülük katsayısı, vana durumu ve boru eskimesi gibi değişkenlere göre oluşturulan farklı senaryolar ile örneklenmiştir.

1. GİRİŞ

Su dağıtım şebekeleri, rezervuarlar, pompalar, su tankları ve vanalar gibi elemanların yardımıyla, tüketicilere istenilen nitelik ve nicelikte su sağlamak için tasarlanır. Su dağıtım şebekesi ekonomik ömrü boyunca istenen miktarda ve basınçta suyu temin edebilmelidir. Su dağıtım şebekeleri inşaatı için gerekli yüksek yatırım maliyetlerinin yanı sıra, işletme, bakım ve onarım maliyetlerini de beraberinde getirir. Buna rağmen, su dağıtım şebekeleri çoğunlukla, neredeyse çoğu belirsiz olan ihtiyaçlara, en az maliyetle cevap verebilmek amacıyla, geleneksel yöntem olan deneme yanılma yöntemi ile tasarlanır. Bu şekilde tasarlanan sistemlerin en az maliyetli çözüm ve yüzde yüz güvenilir olduğunu söylemek çok zordur.

Aslında, şebekelerin güvenilirlik analizinin değerlendirilmesi oldukça karmaşıktır. Çünkü güvenilirlik, kaynaktaki suyun hazır bulunması, enerji kesilmelerinin sıklığı, pompanın arıza ve onarım zamanları, orijinal boruların pürüzlülük özellikleri, boru eskimelerindeki belirsizlikler, pompa performans eğrilerindeki belirsizlikler, izolasyon vanaların durumları, tasarım debi ve düğüm noktası ihtiyaçlarındaki belirsizlik gibi birçok parametreye bağlıdır.

Güvenilirlik, çoğunlukla bir sistemin belirli bir zaman içerisinde belirlenen limitlerde görev yapma olasılığı olarak tanımlanır (Gupta ve Bhav, 1994)[3]. Bao ve Mays (1990) seçilen su şebekesinin güvenilirliğinin belirlenmesinde çeşitli yollar tarif eder[1]. Güvenilirlik optimizasyonu temeli ile su dağıtım şebekesi tasarımı bu çalışmanın ana konusu ve aynı zamanda başlığıdır. Bu çalışma, su dağıtım şebekesinin maliyeti ve güvenilirliği arasında bir ilişki elde etmeyi amaçlamaktadır. Bu ilişki, mühendise tasarımını istenen güvenilirlik seviyesinde gerçekleştirmesine olanak verir.

Kısmi sayım metodunu kullanan, mühendislik uygulamaları için verimli bir yazılım olan WADISO (Water Distribution Simulation and Optimization – Su Dağıtım Simulasyonu ve Optimizasyonu) Gessler (1985) ve Walski'nin (1985) çalışmaları ile üretilmiştir[2,4]. Bu yazılım temel olarak gerek duyulan minimum su basıncını tüm şebekede sağlayan optimum (en az boru ana maliyetleri) şebekeyi tasarlar. WADISO yardımıyla tasarlanan çeşitli tasarım alternatiflerinin hidrolik güvenilirlikleri, Nohutçu (2002) tarafından hazırlanan ve sonrasında Mısırdalı (2003) tarafından bazı değişiklikler yapılan HapMam isimli yazılım kullanılarak hesaplanmaktadır[5,6]. Hazen-Williams pürüzlülük katsayısı ve düğüm noktaları su ihtiyaçları belirsiz parametreler olarak kabul edilmiştir.

2. SU DAĞITIM ŞEBEKELERİNİN GÜVENİLİRLİKLERİ

Güvenilirlik genellikle bir sistemin görevlerini belirlenen zamanlarda ve belirli limitler dahilinde gerçekleştirme olasılığı olarak tanımlanır. Dolayısıyla, su dağıtım şebekelerinin güvenilirliği de, şebekenin ekonomik ömrü boyunca

tüketicilere istenen nitelik ve nicelik değerlerine sahip suyu ulaştırma olasılığı olarak tariflenebilir. Bu çalışmada yer alan şebeke güvenilirlik hesaplamalarında, istenilen basınçta ve miktarda suyun düğüm noktalarına ulaştırılma olasılığı düğüm noktaları güvenilirlikleri olarak kabul edilmiştir.

2.1. Güvenilirlik Hesap Yöntemi

Bu çalışmada, tasarım seçeneklerinin maliyetleri WADISO'dan alınmaktadır. Şebekelerin ilk maliyeti ile güvenilirliği arasındaki ilişkinin incelenmesi amacıyla, her tasarım seçeneğine ait güvenilirlikler bu bölümde anlatılan yöntem ile hesaplanmaktadır. Basit olarak, şebekenin güvenilirliği şebekenin arızalanmama olasılığı olarak da tarif edilebilir. Mekanik ve hidrolik arızalar (failure) temel şebeke arıza tipleri olarak kabul edilir. Bu çalışmada çoğunlukla şebekenin hidrolik arızalanması konu edilmiştir. Su ihtiyaçlarındaki ve boruların pürüzlülük katsayılarındaki belirsizlikler hidrolik arıza nedenleri olarak alınmıştır. Boru kırılmalarından (patlamasından) dolayı ortaya çıkan mekanik arızalar da şebekedeki bazı vanaların kapatılması ile incelenmiştir.

2.2. Basınca Bağlı Yöntem (Pressure Dependent Theory ya da The Head-Driven Theory)

Bu çalışmadaki su şebekelerinin analizinde, basınca bağlı yöntem uygulandı. Boru kırılmaları, düğüm noktalarındaki ihtiyaçlarda artış vb. çeşitli sebeplerden şebeke içinde sık sık geçici yetersizlikler olduğu için, şebeke içerisinde yer alan bazı düğüm noktaları istenilen suyu temin edemez ve bu düğüm noktaları sadece kısmi olarak doygunluğa ulaşır. Basınca bağlı yöntemin başlıca avantajı işte bu noktada ortaya çıkar; o da kısmi doygunluk ile basınç arasında bir ilişki elde etmeyi başarmasıdır.

Şimdiye kadar basınca bağlı yöntem kullanılarak çeşitli çalışmalar ortaya konmuştur. (Bhave (1981, 1991)[7], Germanopulos (1985)[8], Chandapillai (1991)[9], Tanyimboh et. al (2001)[10]). Nohutçu (2002)[5] bütün bu modelleri çalışmasında birleştirerek Değiştirilmiş Chandapillai Modeli olarak adlandırmıştır[5]. HapMam de ayrıca Bao ve Mays (1990) çalışmasındaki temel yöntemden faydalanmaktadır[1]. Bao ve Mays (1990) elde edilen basıncın, gerek duyulan basınçtan büyük olma olasılığını hesabına katmış ve Monte Carlo Simülasyonundan çeşitli senaryolar üretmiştir[1].

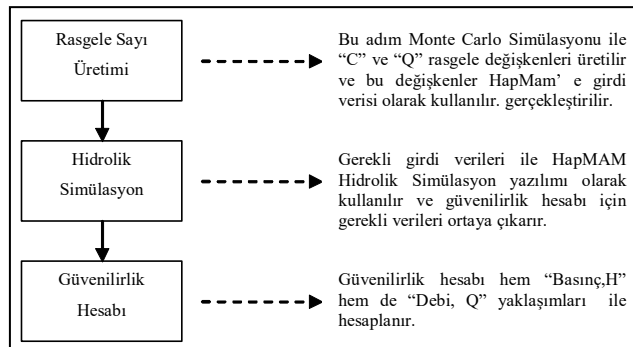
Birçok etkenden oluşan boruların pürüzlülük katsayıları, boruların iç durumlarını sergileyen parametrelerdir. Ayrıca, boruların eskimesi, vana durumları da pürüzlülük katsayısı kullanılarak tarif edilebilir. Bu çalışmada, akış denklemi olarak Hazen-Williams akış denklemi seçildiği için Hazen-Williams pürüzlülük katsayısı ele alınmıştır. Boruların yaşları ve malzemeleri ve vana durumlarına göre Hazen-Williams pürüzlülük katsayıları için 20'den 150'ye kadar değerler atanmıştır.

2.3. Güvenilirlik Hesaplarında Kullanılan Yöntem

Su şebekelerinin güvenilirlikleri $Q_{ihtiyaç}$ ve C gibi belirsizliklerden olumsuz etkilenmektedir. Bu çalışmada güvenilirlik hesabında kullanılan yöntem üç adımdan oluşmaktadır. Birinci adım rasgele sayı üretimi, ikinci adım hidrolik simülasyon ve üçüncü adım da güvenilirlik hesaplamasıdır (Şekil 1). Daha önce belirtildiği gibi bu çalışmadaki rasgele değişkenler $Q_{ihtiyaç}$ ve C 'dir.

2.4. Güvenilirlik Hesabı

HapMAM yardımıyla, yazılımın her çalışmasında ardışık 500 set hidrolik simülasyon gerçekleştirilir. Dolayısıyla yazılımın her çalışmasında bütün düğüm noktaları için ayrı ayrı 500 farklı temin edilen basınç ve su miktarı değeri elde edilir ve bu 500 değerlerin ortalamaları alınarak düğüm noktalarına ait güvenilirlikler "basınç yaklaşımı" kullanılarak elde edilir. Düğüm noktalarının şebekede ağırlıkları kullanılarak da şebekeye ait güvenilirlikler bulunur.



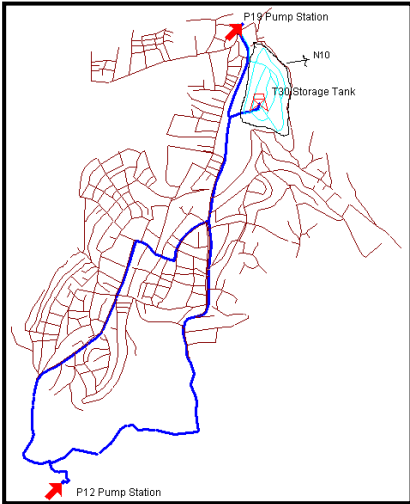
Şekil 1- Güvenilirlik Hesap Yöntemi Akış Şeması Mısırdalı (2003) [6]

3. UYGULAMA ÇALIŞMASI

Bu çalışmanın amacı, su şebekesinin güvenilirliği ve maliyeti arasında bir ilişki bulabilmektir. Kısmi sayım algoritması ile optimizasyon yapan WADISO yazılımı ile var olan boru yerleşimleri için çeşitli şebekeler (boru çapları belirlenerek) tasarlandı. Tasarlanan her şebekede gerek duyulan minimum basınç değerleri (H_{min}) şebeke boyunca sağlanmaktadır. Eşit tasarım debileri ile ($Q_{tasarım}$) WADISO’da tasarlanan ve ekonomik ömrü aynı olan bütün şebekelerde, gerek duyulan minimum basınç değerleri (H_{min}) arttıkça, şebekedeki boru çapları da artmakta ve dolayısıyla güvenilirlik düzeyleri artmaktadır. Tasarlanan her şebekenin güvenilirliği, Bao ve Mays (1990) yönteminin Mısırdalı (2003) uyarlamasıyla hesaplanmıştır[1,6]. Sonuç olarak, tasarım seçeneklerinin maliyetleri ve ilgili güvenilirlikleri birbirinden farklı durumlara göre değerlendirilmiştir.

Bu çalışmalar Ankara su dağıtım şebekesi N8-1 basınç bölgesi üzerinde uygulanmıştır. Bu bölge Keçiören’de yaklaşık 30 bin kullanıcıya servis vermektedir. Bu basınç bölgesi içinde iki adet pompa istasyonu (P12 ve P19) ve bir depo tankı (T30) yer almaktadır (**Şekil 2**). Çalışmada şebeke için gerek duyulan minimum basınç değeri 25 m olarak alınmıştır.

Temel senaryo: Bu çalışmada çeşitli tasarım seçenekleri incelenmiştir. Düktil demir borular için Hazen-Williams pürüzlülük katsayısı 130 olarak kabul edilmiştir. Bütün senaryolarda, rezervuardaki su seviyesi (static head), P12 pompasının işletme pompa basıncı olan 136 m olarak alınmıştır. Depo tankının su seviyesi yüksekliği 6.5 m, işletme su seviyesi yüksekliği 2.5 m – 5.0 m arasında değişmektedir. Pik yükleme zamanlarında tanktaki su seviyesinin yarı seviyede olacağı kabul edilmiş ve su seviyesi 3.75 m olarak alınmıştır. 30 yıllık ekonomik ömre göre, 30 yıl sonundaki tasarım debisi olan Q_{30} değeri ise $0.378 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 2- N8-1 Basınç Bölgesi
(Mısırdalı, 2003)

Program Using Mapinfo and Matlab) sayesinde temin edilen basınçlar (H_s) ve düğüm noktalarında temin edilen debiler (Q_a) hesaplandı[6]. Düğüm noktası güvenilirlikleri (nodal reliability) daha önce de belirtildiği gibi “basınç yaklaşımı” ile hesaplandı. Buna göre, düğüm noktasındaki güvenilirlik, temin edilen basıncın (H_s), gerek duyulan minimum basınca (H_{min}) eşit veya büyük olma olasılığı olarak düşünüldü.

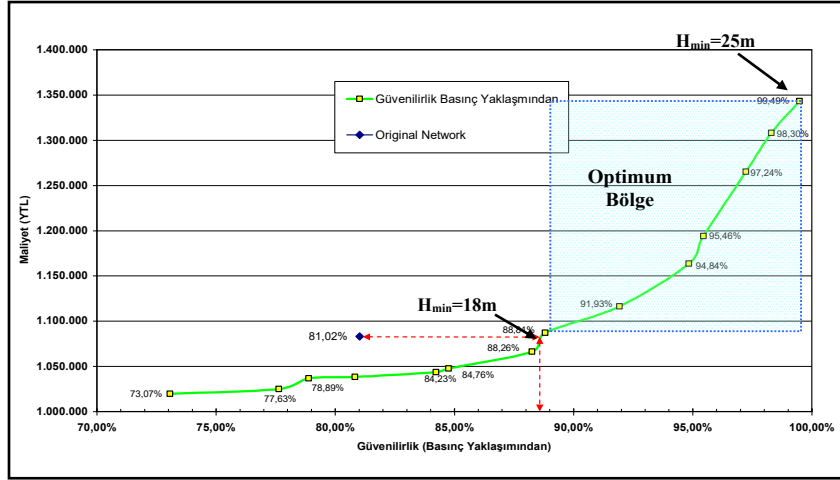
30 yıllık ekonomik ömre sahip tasarımın değerlendirilmesi: Bu çalışmada, şebekenin ekonomik ömrü var olan şebekenin de 30 yıllık ekonomik ömre göre tasarlanmasından dolayı, karşılaştırma amaçlı 30 yıl olarak seçildi. Var olan şebekede yer alan boru çapları incelendi, açıklanan yöntem ile şu anki maliyetleri ve şebeke güvenilirliği hesap edildi. Böylece, var olan şebekeye ait maliyet-güvenilirlik değeri ve 30 yıllık ekonomik ömre göre tasarımı gerçekleştirilen çeşitli şebekelerin maliyet-güvenilirlik değerleri bu çalışmada elde edilen veriler oldu. Şimdi tasarımcı tarafından cevaplandırılması gereken yeni ve belki de en önemli soru açığa çıktı: Şebeke için en uygun tasarım acaba hangisidir? **Şekil 3**’te, bu konuda tasarımcıya çok sayıda çözüm sunuldu.

Gerek duyulan minimum basıncın değiştirilmesi (H_{min}): Temel senaryo için uygulama bölgesinde gerek duyulan minimum basınç değerinin 25 m olduğu belirtilmişti (Mısırdalı, 2003)[6]. Ancak, bu çalışmanın amacı olan su şebekelerinin maliyet-güvenilirlik ilişkisine ulaşabilmek için, çeşitli tasarım seçenekleri incelendi. Bu nedenle, gerek duyulan minimum basınç değerlerine 10 m’den 25 m’ye kadar farklı değerler atandı.

3.1. Güvenilirlik Değerlendirmesi

Güvenilirliklerin değerlendirilmesi bu çalışmanın ikinci kısmını oluşturmaktadır. Optimizasyon bölümünde, çeşitli tasarım seçenekleri, i) Gerek duyulan minimum basınçtaki değişimler (H_{min}), ii) Hazen-Williams pürüzlülük katsayısı standart sapmasındaki değişimler (C), iii) Boru eskimesi etkisinin değişmesi gibi 3 ayrı durum için elde edildi.

Güvenilirlik analizleri için gerekli veriler Monte Carlo simülasyonu ile elde edildi. ($Q_{ihtiyaç}$) ve (C) değişim katsayısı Mısırdalı’ nın (2003) çalışmasında kullandığı verilerden sırasıyla 0,185 ve 0,154 olarak alındı. HapMam (Mapinfo ve Matlab’i kullanan hidrolik analiz programı - Hydraulic Analysis

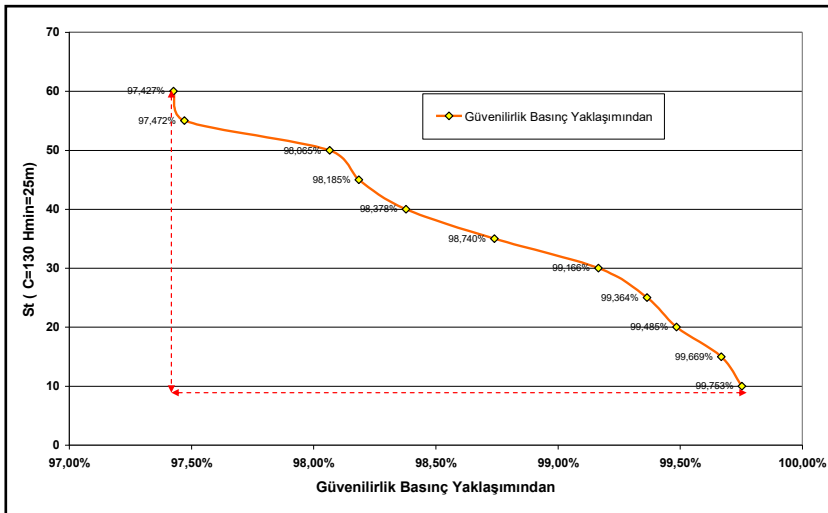


Şekil 3- 30 Yıllık Ekonomik Ömre Ait Tasarım Seçeneklerinin ve Varolan Şebekenin Maliyet-Hidrolik Güvenilirlik (Basınç Yaklaşımından) Gösterimi

Bununla beraber, bu şekilden kırılma noktasını seçmeye imkan verecek optimum bölge görülmektedir. Bu kırılma noktasının üst kısmında maliyetin güvenilirliğe göre artış oranı çok daha fazladır (Kırılma noktası: $H_{min}=18$ m). Bu noktanın altında, maliyetlerdeki küçük değişimlerle güvenilirlikte yüksek oranda değişim sağlamak mümkün olur.

Bu şekilden (Şekil 3) yola çıkarak, her ne kadar tasarım parametresi olarak gerek duyulan minimum basınç değeri 25 m olsa da, şebekeyi bu kırılma noktasına göre ($H_{min}=18$ m) tasarlayarak ekonomik bir tasarım elde edilebilir. Hali hazırda, evlerde bulunan, daha doğrusu bulunması gereken su tankları da sisteme pik yüklemeler de destek vererek tüketicilerin rahatça su temin edebilmelerini sağlayabilir. Aslında, var olan tasarımın da bu noktaya yakın olduğu görülebilir. Ancak, bu çalışmadaki kırılma noktası % 90 oranında güvenilirlik sağlamakta ve maliyeti çok daha az olmaktadır.

Hazen-Williams pürüzlülük katsayısı standart sapmasındaki değişikliğin güvenilirliğe etkisinin değerlendirilmesi: Bu parametrenin etkilerini elde edebilmek için $H_{min}=25$ m değerine sahip tasarım, Hazen-Williams pürüzlülük katsayısı ($C=130$) için, standart sapma değerleri 10-60 arasındaki değerlere sahip borular için incelendi. Bu tasarıma ait ($H_{min}=25$ m) güvenilirlik değerleri Şekil 4'te gösterildiği gibi hesaplandı.



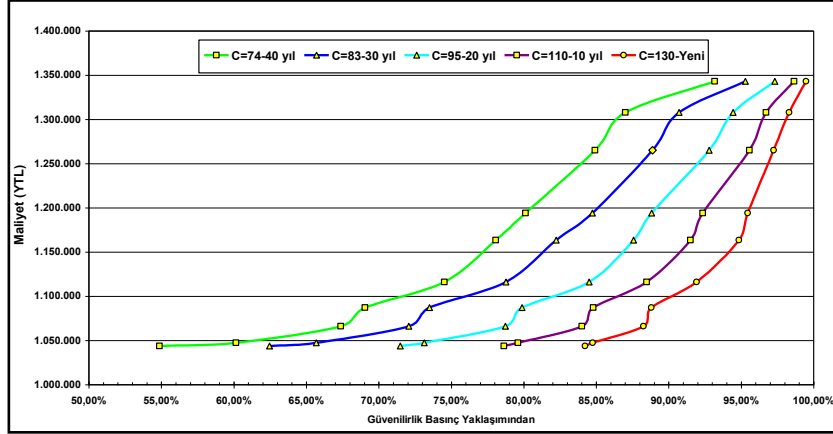
Şekil 4. Güvenilirliğin (Basınç Yaklaşımından) Hazen-Williams Pürüzlülük Katsayısı Standart Sapması ile Değişimi

önlemek için, bakım ve işletmenin titiz olarak gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Sonuç olarak, Hazen-Williams pürüzlülük katsayısındaki standart sapma değeri, işletme koşulları ve bakım periyodu hakkında yorum yapabilmemizi sağlar.

Hazen-Williams pürüzlülük katsayısı, şebekedeki işletmesel sorunlar için bir göstergedir. Örneğin, düğüm noktaları ihtiyaçları gerçek işletme değerlerine eşit olmayınca bir başka deyişle şebekedeki bazı düğüm noktaları hesaplanan miktardan daha farklı olduğunda hidrolik sorunlar oluşur. Ayrıca, unutulmuş bir izolasyon vanası ya da düğüm noktası da pürüzlülük katsayısı standart sapmasını artırır.

Bu katsayının işletme boyunca standart sapma değerindeki zamanla artışı

Boru eskimesi etkisinin değişimi: Hazen-Williams pürüzlülük katsayısının zamanla azaldığı gözlenmiştir. Bilindiği gibi, şebeke titiz ve düzenli olarak işletilir ve bakımı yapılırsa, bu azalma oranı da azalır. Hesaplanan güvenilirlik değerleri de **Şekil 5**'te gösterilmiştir. Tasarım seçeneği $H_{min}=25$ m olarak seçilmiş, boru eskimesine ait problem minimuma indirilmiştir. Güvenilirlikler arasındaki azalmalar önemsenmeyecek kadar küçüktür. Ancak, $H_{min}=25$ m tasarımından daha düşük maliyetteki alternatifler tasarımlarda güvenilirlik azalmalarının fazla olduğu görülmektedir. Bu durumda da boru temizliklerinin (yıkamalarının) (flushing) ne denli, önemli olduğu görülmektedir.



Şekil 5- Boru Eskimesine göre Güvenilirlikteki Değişiklik
(Basınç yaklaşımından)

4. SONUÇ

Tasarım seçenekleri arasında, gece yüklemesinde $H_{min} \geq 25$ m koşulunu sağlayan, $Q_{tasarım}$ ile çalışan minimum güvenilirliğe dolayısıyla minimum maliyete sahip şebeke en optimum olarak seçilebilir. Bu çalışmada optimum tasarım önerisi olarak $H_{min}=18$ m tasarımı gösterilmektedir. Maliyet-güvenilirlik eğrisinde (**Şekil 3**), maliyetin arttıkça güvenilirliğin de arttığı açıkça görülmektedir. Ancak, belli bir güvenilirlik noktasından sonra, maliyetin yüksek miktarda artmasına rağmen güvenilirliğin sadece çok az bir miktarda arttığı görülmektedir. Bu durum bize, optimum bölgeye girildikten sonra (**Şekil 3**), maliyeti daha fazla artırmanın gerekli olmadığını göstermektedir. Tasarımcı, optimum bölge özelliklerine karar vermeli ve tasarım bu özelliklere göre yapılmalıdır.

Eski ve/veya şebekede bulunmayan borular ve kapalı vanalara sahip borular Hazen-Williams pürüzlülük katsayısını azaltır. Bu çalışmada, Hazen-Williams pürüzlülük katsayısı standart sapma değeri arttıkça, şebeke güvenilirliğinin azaldığı görülmektedir. İşletme hataları ve bakım kayıtlarının düzgün tutulmamaları yüzünden, olması gereken durumda bırakılmayan ve bazen unutulmuş izolasyon vanaları şebeke kapasitesini düşürmekte bir başka deyişle güvenilirliği azaltmaktadır. Sonuç olarak, izolasyon vanalarının durumları düzgün, titiz ve verimli bir şekilde kontrol edilmelidir.

Boru eskimelerinden kaynaklanan güvenilirlik değerlerindeki azalma oranları da boruların düzenli bakımı ve yıkanması (flushing) ile düşürülebileceği görülmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] Bao, Y.X., Mays, L.W. (1990). "Model for Water Distribution System Reliability", Journal of Hydraulic Engineering, ASCE, 116(9), pp.1119-1137
- [2] Walski, T. M., (1985) "Pipe Network Optimization by Enumeration", Proceedings of Specialty Conference on Computer Applications in Water Resources, ASCE, New York, New York pp. 558-567
- [3] Gupta, R., Bhawe, P.R. (1994). "Reliability Analysis of Water Distribution Systems," Journal of Environmental Engineering, ASCE, 120(2), pp.447-460
- [4] Gessler, J., (1985). "Pipe Network Optimization by Enumeration", Proceedings of Specialty Conference on Computer Applications in Water Resources, American Society of Civil Engineering, New York, New York pp.572-581,
- [5] Nohutçu, M., (2002) "Analysis of Water Distribution Networks with Pressure Dependent Demand", M.Sc. Thesis, METU
- [6] Mısırdalı, M., (2003). "A Methodology for Calculating Hydraulic System Reliability of Water Distribution Networks", M. Sc. Thesis, METU

- [7] Bhave, P.R., (1981). "Node Flow Analysis of Water Distribution Networks", Transportation Engineering Journal, ASCE, 107, pp.457-467.
- [8] Germanopoulos, G., 1985, " A Technical Note on the Inclusion of Pressure Dependant Demand and Leakage Terms in Water Supply Network Models", Civil Engineering Systems, Vol.2
- [9] Chandapillai, J., (1991). "Realistic Simulation of Water Distribution Systems", Journal of Transportation Engineering, ASCE, 117, pp.258-263.
- [10] Tanyimboh, T. T., Tabesh, M., Burrows, R., 2001, "Appraisal of Source Head Methods for Calculating Reliability of Water Distribution Networks", Journal of Water Resources Planning and Management, ASCE, 127(4), 206-213

SUMMARY

Reliability Based Water Distribution Network Design

The construction of a water distribution network which should be able to provide required amount of potable water at required pressures throughout its economical life, generally suggests large capital cost as well as operation, maintenance and repair costs. However, most of the water distribution systems are designed based on traditional trial and error procedure aiming a low cost answer to almost uncertain demands. 2001). It is difficult to declare that the designed system depicts the minimum cost answer and the resulting reliability is hundred percent.

On the other hand, the evaluation of the complete reliability analysis of a network is truly complex; because reliability depends on various parameters. In this study, a methodology was developed for designing water distribution networks based on reliability. In this context, the first step is to obtain a relationship between the reliability of a water distribution network and its cost (pipe cost); then, the next step is to decide for the reliability level of the proposed design. Several alternative designs are performed by very efficient optimization software for engineering applications (WADISO) and the related hydraulic reliabilities of the design alternatives are calculated by the aid of HapMam.

It should be emphasized that as seen on all the cost vs. reliability graphs, when the cost of the network increases, the hydraulic reliability also increases. However, after a definite reliability value, the reliability slightly increases even the cost increases considerably. This result shows that, there is no need to increase the cost of design after entering the optimum zone part. The designer should decide on the optimum zone characteristics and then the design should be performed according to these objectives. Finally, in this study it comes out to be that the amount to be saved is roughly around 20%.

The effect of standard deviation of Hazen-Williams roughness coefficient was examined by changing the standard deviation from 10 to 60. It was seen that when the standard deviation of the Hazen-Williams roughness coefficient increases the reliability of the network decreases.

The influence of aging of pipes in terms of reliability is fairly well demonstrated in this work. In this study, the reliability of the most expensive design alternative ($H_{min}=25m$) from H approach decreased in about 1%, 2%, 4% and 7% with respect to 10 years, 20 years, 30 years and 40 years old pipes. Moreover, the decrease in the low cost alternatives was more significant.

SANAYİ TİPİ SANTRİFÜJ POMPALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

K. Süleyman YİĞİT

Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü

Dr.Durmuş KAYA

TÜBİTAK MAM Gebze/KOCAELİ

Alptekin YAĞMUR

TÜBİTAK MAM Gebze/KOCAELİ

A. Salih EREN

Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Bu çalışmada, bir sanayi kuruluşuna ait büyük santrifüj tipi pompalarda “enerji verimliliği” araştırması yapılmıştır. Bu amaçla, kuruluştaki her bir pompa için farklı işletme koşullarında ve maksimum yükte; akışkan debisi, basıncı ve sıcaklığı, elektrik motoruna ait akım, gerilim, güç faktörü ölçülmüş, ölçüm verileri kullanılarak mevcut pompa ve elektrik motor verimleri hesap edilmiştir.

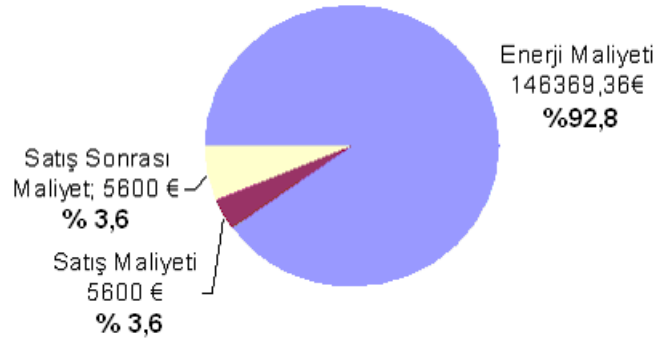
Hesap sonuçları göz önüne alınarak, her bir pompa ve elektrik motoru için potansiyel tasarruf imkânları araştırılmış ve çözüm yolları irdelenmiştir. Bu çalışmada başlıca tasarruf imkânları; mevcut düşük verimli pompaların yeni pompalarla değiştirilmesi, verimi belli oranda düşen pompaların bakımdan geçirilmesi, elektrik motorlarında frekans konvertörü uygulanması, yüksek güçte seçilmiş olan elektrik motorlarının uygun güçte olanlarla değiştirilmesi, yüksek verimli elektrik motorlarının kullanılması, kavitasyon probleminin giderilmesi olarak belirlenmiştir. Çalışmalar sonucunda, her bir sistemde yapılabilecek iyileştirmeler ve bu iyileştirmeler için gerekli yatırım miktarı araştırılmış, geri ödeme süreleri hesaplanmıştır.

1. GİRİŞ

Yapılan enerji tasarrufu çalışmalarında, enerji tasarruf potansiyelinin yüksek olduğu alanlardan birinin de pompalama sistemleri olduğu görülmüştür. Amerikan Hidrolik Enstitüsü’nün yaptığı bir araştırmada gelişmiş ülkelerde tüketilen enerjinin % 20’si pompalar tarafından tüketilmektedir. İyi bir sistem dizaynı ve uygun pompaların seçimiyle bu enerjinin % 30’unun tasarruf edilebileceği açıklanmıştır[1]. Bu durum, pompa üretici ve kullanıcılarında sistemin daha verimli üretimi ve işletimine dönük arayışlara neden olmuştur. Ayrıca bazı ülkelerde bu konuda yasal düzenlemeler yapılmaya başlanmıştır. Örneğin, Avrupa Topluluğu’nda ($P < 2,5$ kW) sirkülasyon pompalarının da mecburi olarak etiketlenmesi son aşamaya gelmiştir. Almanya’da üretilen sirkülasyon pompalarında da enerji verimliliğini gösteren harflerin pompa etiketlerine konulması mecburi olmuştur. Ayrıca, Avrupa Topluluğu’nda santrifüj pompaların satın alınırken pompa veriminin uygunluğunun müşteri tarafından kontrol edilebilmesi için yapılan çalışmalar sonunda, debisi, basma yüksekliği ve devir sayısı bilinen pompanın veriminin ne olması gerektiğini belirten diyagramlar yayınlanmıştır[2].

Bir pompa sisteminin maksimum verimli bir şekilde çalışması için, pompaların yüksek verimli olması tek başına yeterli değildir. Pompa sistemlerinin verimli bir şekilde çalışmaları ancak ve ancak, pompanın dizaynına, komple sistemin iyi bir şekilde dizayn edilmesine ve çalışma şartlarına bağlıdır. Aksi taktirde, en verimli pompanın, yanlış dizayn edilen ve yanlış montajı yapılan bir sistemde, verimsiz bir hale dönüşmesi kaçınılmazdır.

Pompa ve motor satın alınırken, sadece ilk satın alma maliyetine göre değil, Ömür Boyu Maliyet (ÖBM) hesabına göre tercih yapılmalıdır[3]. Ömür boyu maliyet içinde satın alma, bakım, enerji maliyeti, arıza halinde üretim kaybı maliyeti, söküp atma maliyeti gibi tüm maliyetler unsurları hesaba katılmaktadır. Europump ve Hydraulic Institute tarafından 65 kW gücünde bir derin kuyu pompası için yapılan ÖBM analizi sonucunda maliyet dağılımı **Şekil 1**’de verilmiştir[4]. Burada söz konusu pompa için yıllık çalışma süresi 4000 saat, elektrik maliyeti 0,075 Euro/kWh ve servis ömrü 10 yıl alınmıştır. Şekilde de görüldüğü gibi, pompanın ilk satın alma maliyetinin ömür boyu maliyet içindeki payı sadece % 3,6 iken, enerji maliyeti % 92,8, bakım maliyeti ise % 6,6’dır. Bu maliyet analizi sonucunda, yüksek verimli ve dayanıklı pompaların kullanımının daha avantajlı olacağı sonucunu çıkarabiliriz.



Şekil 1- 65 kW’lık Bir Pompanın Ömür Boyu Toplam Maliyetini Oluşturan Bileşenler

2. POMPALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE VERİMLİLİĞE ETKİLEYEN FAKTÖRLER

Pompalarda enerjinin etkin kullanılması tasarımında ve işletme anında olmak üzere iki aşamada düşünülebilir. Tasarım aşamasında; uygun kapasitede ve tipte pompa seçimi ve boru tesisatı tasarımı yapılmalı, uygun güçte elektrik motoru seçilmeli, yüksek verimli elektrik motoru tercih edilmeli, değişken debili sistemler için ekonomik bir sistem seçilmeli (frekans konvertörü vs.), uygun yardımcı ekipmanlar (salmastra, yatak vs.) seçilmeli, pompa sayısının artırılması ve pompaların paralel olarak ihtiyaca göre devreye girmesi, özellikle değişken debili sistemlerde enerji tasarrufu sağlayabilir. İşletme sırasında ise; vana, boru hattı ve pompalarda oluşabilecek tıkanmalar giderilmeli, boru devresi sızdırmazlığı giderilmeli, kayış, kasnak ve yatakların bakımı yapılmalı, filtrelerin bakımı düzenli yapılmalı, ısıtma devrelerinde ısı yalıtımı yapılmalı, titreşim önlenmeli, mevcut pompalarda frekans kontrolü uygulaması incelenmeli, aşınan pompa fanlarında yüzey kaplaması yapılması vs. olarak özetlenebilir.

Bir pompa seçimini tasarlarken en etkin ve verimli sistemi seçebilmek için prosesin tam ihtiyacını bilmek gerekir. Sistemin yıl boyunca debi-zaman aralığı ve basma yüksekliği çok iyi bilinmelidir. Sistem maksimum kapasiteyi karşılayacak şekilde seçilmeli, fakat ekonomik açıdan da sistemin zamanın çoğunda hangi kapasitede çalışacağı bilinmelidir. Bunlar bilindikten sonra, boru sistemi dizayn edilebilir. Eğer maksimum kapasite çok kısa süre için gerekli ise, büyük çaplı boruya ihtiyaç yoktur. Eğer sistem zamanının büyük bölümünde maksimum kapasitede çalışıyor ise, boru çapının tayininde bu durum dikkate alınmalıdır. Boru sistemi dizayn edilirken, sistem eğrisi de kesinlikle çizilmelidir. Maksimum verimli ve en uygun çalışma aralığına sahip pompanın seçilmesi çok önemlidir, pompaların ömür boyu maliyetleri içinde ilk satın alma maliyetleri sadece % 3-5 arasında kalması, pompa satın alırken işletmecilerin daha dikkatli seçim yapmasını zorunlu kılmaktadır[5].

Bu bilgiler ışığında ele alınıp incelenen işletmede, mevcut çalışmakta olan pompalar üzerinde değişik elektrik ve mekanik ölçümler yapılarak enerji tasarrufu araştırması yapılmıştır. Tasarruf yapılabilecek alanlar aşağıda özetlenmiştir.

3. MEVCUT DÜŞÜK VERİMLİ POMPALARIN YENİ POMPALARLA DEĞİŞTİRİLMESİ

İşletmede ele alınıp incelenen ve gerekli ölçümlerden sonra hesap yapılarak verimleri belirlenen pompaların özelliklerine eşdeğer yüksek verimli pompalar belirlenmiştir. Bunun sonucunda mevcut düşük verimli pompalar, bu pompaların yeni pompalarla değiştirilmesi durumunda mevcut ve tasarruf sonucundaki verim değerleri, tasarruf potansiyelleri, gerekli yatırım miktarı ve geri ödeme süreleri hesaplanarak **Tablo 1**’de verilmiştir.

Tablo 1- Mevcut Düşük Verimli Pompaların Yeni Pompalarla Değiştirilmesi Durumunda Enerji ve Mali Tasarruf İle Geri Ödeme Süresi

İstasyon Adı	Pompa Adı	Mevcut pompa verimi [%]	Önerilen pompa verimi [%]	Saatlik enerji tasarrufu [kW]	Yıllık mali tasarruf [USD]	Yatırım Miktarı [USD]	Geri ödeme süresi [Ay]
1. Kazan Dairesi	1 Nolu	46,88	60,98	71,00	21470,40	50000	27,9
	2 Nolu	48,62	62,76	61,80	18688,32	50000	32,1
Yüksek Fırın	1.Y.F.2 Nolu	51,40	71,72	43,37	13115,25	50000	45,7
	2.Y.F.1 Nolu	42,17	71,49	83,04	50221,66	60000	14,3
Deniz Kenarı	2 Nolu	53,32	71,11	125,14	73074,17	200000	32,8
	4 Nolu	55,56	71,11	104,97	34888,80	200000	68,8

4. VERİMİ BELLİ ORANDA DÜŞEN POMPALARIN BAKIMINDAN GEÇİRİLMESİ

Genel anlamda pompalarda kanat kaplama, parlatma, yatak bakımı sızdırmazlık elemanı vs. gibi revizyondan geçirilmesi durumunda verimlerinde en az % 5'lik bir iyileşme sağlanabildiği literatürde belirtilmektedir[4]. İşletmede kazan dairesinde bulunan 2 numaralı pompanın bakım öncesi ve sonrası gerekli ölçümleri ve hesaplamaları yapıldıktan sonra, karşılaştırıldığında veriminde % 10'luk bir artış olduğu görülmüştür. Bu durumda olan pompaya ait bir örnek tasarruf potansiyeli, gerekli bakım masrafı ve geri ödeme süresi **Tablo 2**'de verilmiştir.

Tablo 2- Pompa Bakımlarının Verime Etkisi

İstasyon Adı	Pompa Adı	Bakım Öncesi Pompa Verimi [%]	Bakım Sonrası Pompa Verimi [%]	Motor Gücü [kW]	Bakım Masrafı [USD]	Geri Ödeme Süresi [Ay]
1. Kazan Dairesi	2 Nolu	48,62	58,4	408,00	20000,0	23,3

5. ELEKTRİK MOTORLARINDA FREKANS KONVERTÖRÜ UYGULAMASI

Son zamanlarda elektronikteki gelişmeler sonucunda frekans değiştiricilerin fiyatları ucuzlamış ve pompalarda kullanılması ekonomik hale gelmiştir. Frekans değiştiriciler (FK) gerçekte ne ölçüde tasarruf sağladıkları, debinin değişken olmasına bağlıdır. Değişken yüklerde çalışan sistemlerde, vana ile kısma yapılması yerine FK kullanılması enerji tüketimini azaltacaktır. Debi değişken değil ise en uygun çözüm en iyi verim noktasında çalışan sabit devirli bir pompadır. Değişken hızlı pompalarda pompaların debisi o devirdeki nominal debinin (en verimli noktadaki debi) yaklaşık olarak % 60'ının altına düşürülmemelidir[5,6]. Statik basma yüksekliğinin olmadığı veya çok az olduğu ve değişkenlik arz eden sistemlerde, frekans konvertörlü pompa sistemleri ile önemli derecede enerji tasarrufu sağlanabilir[7]. Statik basma yüksekliğinin fazla olduğu sistemlerde ise frekans konvertörlü pompa sistemlerinin enerji tüketimi yönünden faydası olmayabilir, hatta enerji tüketimini arttırabilir.

Bu açıklamalar ışığında işletmede frekans konvertörüne uygun pompalar belirlenmiş ve frekans konvertörü uygulanması önerilen pompalardan ikisine ait, yıllık enerji ve parasal tasarruf, gerekli yatırım ve yatırımın geri ödeme süreleri hesaplanarak **Tablo 3**'de özetlenmiştir.

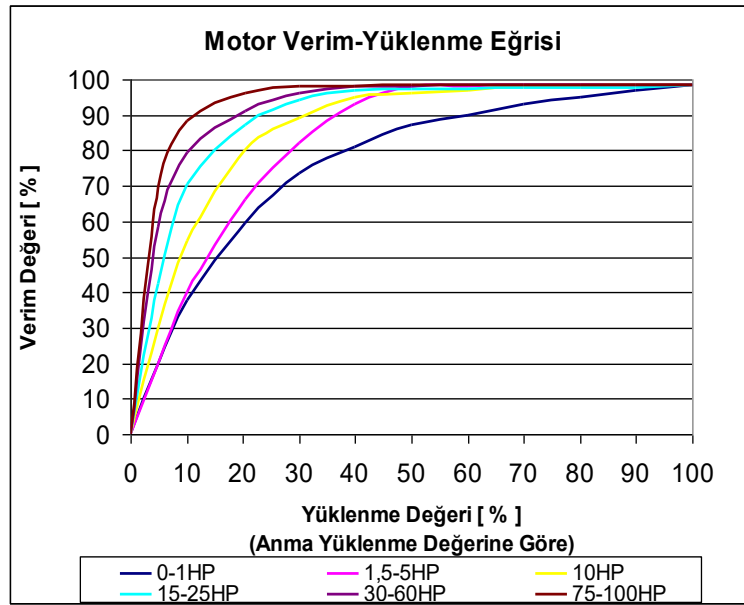
Tablo 3- Frekans Konvertörü Uygulanması Önerilen Pompaların Analizi

İstasyon Adı	Pompa Adı	FK Sonrası Güç Düşümü [kW]	Yıllık Çalışma Süresi [Saat]	Yıllık Enerji Tasarrufu [KWh]	Yıllık Mali Tasarruf [USD]	Yatırım Miktarı [USD]	Geri Ödeme [Ay]
1. Kazan dairesi	1 Nolu	61	4320	263 520	18446	35 400	22,8
5. Kazan dairesi	B	148	7200	1 068 600	74798	63 720	11

6. ELEKTRİK MOTORU UYGUNLUĞU

Motorların uygun güçte seçimi verimli çalışması için çok önem arz etmektedir. Genelde motor kapasiteleri ekstra yüklenmeleri de karşılayabilmeleri için büyük seçilir. Bu durum motorların düşük yükte ve dolayısıyla verimsiz çalışmasına neden olmaktadır. Normalde motorlar anma yükünün % 75 değeri ve üzerindeki değerlerde daha verimli çalışmaktadır. Anma yükünün % 50 değerinden daha düşük yüklerde çalışan motorlar ise kapasite bakımından büyük seçilmiş olup verimsiz çalışmakta ve reaktif akım artışından dolayı güç faktörleri de düşmektedir. Bu tip motorlar ihtiyaca göre büyük güçlü seçildiklerinden enerjiyi verimli bir şekilde tüketmemektedir. Bu motorlar en kısa zamanda uygun kapasitedeki motorlar ile değiştirilmeli ve yeni motor satın alınırken ise enerji tasarruflu motorlar tercih edilmelidir.

Motorun etiketinde belirtilen verimi motor tam yükte iken verimini gösterir. Farklı yüklerdeki verim değeri ise etiketinde belirtilen bu değerden farklıdır. **Şekil 2**'de motor veriminin yüklenmeye göre değişimi görülmektedir. Motorun hangi verimde çalıştığı verim yüklenme eğrisine bakılarak belirlenmektedir. Verim değeri; motor % 75 ve daha büyük yüklenme değerinde çalışırken maksimum değere eşittir. Motorlar için tercih edilen optimum çalışma bölgesi anma yükünün % 60 - % 90 bölgesi olup ideal durum ise motorun tam yükünde çalıştırılmasıdır.



Şekil 2- Motor Veriminin Yüklenmeye Göre Değişimi

Elektrik motoru uygunluğu analizinde işletmede bulunan ve henüz beş yıl önce yabancı bir firma tarafından kurulan kojenerasyon ünitesindeki, 6 ve 7 no'lu atık ısı kazan besleme suyu pompa elektrik motorlarının yüksek seçildiği anlaşılmıştır. Söz konusu 110 kW'lık motorların 90 kW'lık motorlarla değiştirilmesi önerilmiştir. Bu durumda tasarruf potansiyelleri, gerekli yatırım miktarı ve geri ödeme süreleri hesaplanarak **Tablo 4**'te verilmiştir.

Tablo 4- Mevcut Elektrik Motorunun Yenisi İle Değiştirilmesinin Analizi

Pompa Adı	Mevcut Elektrik Motor Gücü [kW]	Yeni Elektrik Motor Gücü [kW]	Saatlik Enerji Tasarrufu [kW]	Yıllık Çalışma Süresi [Saat]	Yıllık Tasarruf [USD]	Yatırım Miktarı [USD]	Geri Ödeme Süresi [Ay]
6. Kazan 2 Nolu	86,67	68,00	18,67	4320	5645,85	3800,00	8,1
7. Kazan 1 Nolu	88,50	70,00	18,50	4320	5594,40	3800,00	8,2

7. YÜKSEK VERİMLİ MOTOR KULLANIMI

İşletmelerde elektrik motorlarının tükettiği enerji, toplam enerji tüketiminin yaklaşık % 65'ini oluşturmaktadır. Bu nedenle işletmede "yüksek verimli" motorları seçmek önemlidir. Bütün motorlar gibi elektrik motorları da kullandıkları enerjinin tamamını mekanik enerjiye çeviremezler. Motorun mekanik güç çıkışının, çekilen elektrik gücüne oranı motor verimi olarak adlandırılır ve motor tipi ve büyüklüğüne göre % 70 ile % 96 arasında değişir. Ayrıca kısmi yükte çalışan motorların verimleri de düşüktür. Bu verimler de motordan motora değişiklik gösterir. Örnek olarak bir motorun tam yükte verimi % 90, yarı-yükte % 87 ve ¼ yükte % 80 iken aynı özelliklerdeki başka bir motorun tam yükteki verimi % 91 iken ¼ yükte % 75 verimle çalışabilir. Son yıllarda geliştirilen yüksek verimli motorların maliyetleri standart motorlara göre % 10-20 daha pahalı olmakla birlikte, çoğu zaman işletme maliyetlerinin düşük olmaları nedeni ile bu fark kısa bir sürede geri kazanılır. Ayrıca yüksek verimli motorlarda azalan kayıplar nedeniyle, açığa çıkan ısıнын dışarıya verilmesi gereksinimi azalır.

İşletmede mevcut bütün pompalarda kullanılan elektrik motorların standart tip motorlar olduğu tespit edilmiştir. Ekonomik ömrünü dolduran veya yanan motorların yerine yenisi alınırken yüksek verimli motor seçilmesi durumunda bu motorlar için ödenen fark fiyatın geri ödeme süresi iki-üç yıl olarak bulunmuştur. İncelemelerin yapıldığı sırada elektrik motoru değişimi olmadığı için bununla ilgili ölçüm ve hesaplamalar yapılamamıştır.

8. KAVİTASYON

Pompalarda istenmeyen ve pompa çarkı ve gövdesinde hasarlara neden olan bu durum, kısa sürede pompa performansında düşmeler ve bir süre sonra da pompanın kullanılamaz hale gelmesine neden olur. İşletmedeki ölçüm

yapılan pompaların çalışma şartları ve akışkan sıcaklıklarına bakılarak her pompanın kavitasyon hesabı yapılmış ve örnek olması açısından sadece iki pompa sisteminin ilgili sonuçları **Tablo 5**'te verilmiştir.

Tablo 5- İşletmedeki Ölçüm Yapılan Pompaların Bazılarının Kavitasyon Hesap Sonuçları

Pompa Adı	P_a [Pa]	P_b [Pa]	Q [ton/h]	n [d/dk]	Δy [m]	h_e [m]	P_e [bar]	$P_{giriş}$ (P_1) [bar]	Sonuç
2. Kazan Besleme Pompası	101325	143270	113	2950	5,30	-10,57	1,04	1,40	YOK
Deniz suyu Pompası	101325	3171	6300	735	12,12	-3,12	0,31	0,30	VAR

İşletmede pompalarla ilgili gerekli ölçümlerin yapıldığı sırada deniz kenarında bulunan ve deniz suyunu işletmeye gönderen pompalardan biri arızalandığı için sökülmüş ve yenisi ile değiştirilmiş olduğu görülmüştür. Bu pompanın üzerinde yapılan incelemelerden sonra pompanın kavitasyona maruz kaldığı bu nedenle gövdesinin delindiği tespit edilmiştir. Yapılan hesaplamalarda deniz suyu sıcaklığının 15 °C üzerine çıktığında kavitasyon başladığı soğuk havalarda kavitasyon oluşmadığı anlaşılmıştır. Kavitasyonlu çalışma döneminde pompa performansının düştüğü dolayısıyla daha fazla enerji harcadığı anlaşılmıştır. Hesaplar sonucunda, deniz kenarı tuzlu su pompa istasyonundaki pompaların kavitasyon oluşmadan çalışabilmeleri için, pompa çarklarının deniz suyu seviyesinden en az 3.5 metre derinlikte çalışmaları gerektiği belirlenmiştir.

9. SONUÇ

Enerji tasarrufunun çok önemli olduğu günümüzde her alanda tasarruf imkanları araştırılmakta, bu konularda değişik incelemeler yapılmaktadır. Özellikle enerjinin büyük bir bölümü sanayi kuruluşlarında tüketildiğinden, bu sektörde yapılacak çok küçük bir tasarruf, miktar olarak çok büyük değerlere karşılık gelmektedir. Mevcut çalışmakta olan bir tesisin pompalama sistemine ait tasarruf imkanları incelendiğinde, yapılacak olan harcamaların, mevcut düşük verimli pompaların yeni pompalarla değiştirilmesi ile ortalama 30 ayda, verimi belli oranda düşen pompaların bakımdan geçirilmesi ile 23 ayda, elektrik motorlarında frekans konvertörü uygulanması sonucunda ortalama 15 ayda, yüksek güçte seçilmiş olan elektrik motorlarının uygun güçte olanlarla değiştirilmesi sonucunda 8 ayda, yüksek verimli elektrik motorlarının kullanılması durumunda ortalama 30 ayda kendini amorti edeceği ve sistemin çok büyük oranda, enerji tasarrufu sağlayacağı belirlenmiştir. Ayrıca deniz kenarı tuzlu su pompalarının kavitasyon problemlerinin giderilmesi ile hem enerji tasarrufu sağlanacağı hemde pompa çalışma ömürlerinin artacağı kesindir. Belirlenen bu değişiklikler her sanayi kuruluşu için analiz edildiğinde işletme özelliklerine göre farklılıklar oluşabilir. Ancak temel prensipleri aynı olan bu değişikliklerin yapılması ülke ekonomisine büyük faydalar sağlayacaktır. İsmi belirtilmeyen ve işletmenin sadece bir kısmına ait pompa bilgileri verilen bu tesiste yukarıda belirtilen uygulamalar ve yatırımlar yapıldığında, sistemin kendisini ortalama 22 ayda amorti ettiği ve işletmenin elektrik giderlerinde belirgin bir düşüş sağlandığı gözlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] www.pumps.org
- [2] www.europump.org
- [3] Pompalarda Ömür Boyu Maliyet: Pompalı Tesisler İçin Ömür Boyu Maliyet Hesabı, POMSAD Yayınları No:12, 2001.
- [4] Reeves, D. T., Study of Improving the Energy Efficiency of Pumps, AEAT-6559/V5.1, Feb. 2001
- [5] Ertöz A.Ö., Pompalarda Enerji Verimliliği, 5. Pompa kongresi İstanbul, 2003
- [6] Yiğit K.S., Çallı İ., Sözbir N., Saraç H.İ., Brawn D.M., "Experimental Investigation of Optimum Centrifugal Pumps Speeds", Second International Conference on Pumps and Fans, Vol – II, Beijing China, Oct. 1995.
- [7] www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/variable_speed_pumping

SUMMARY

In the studies that has been carried out for energy saving, it has been seen that one of the areas of potential energy saving is high is pumping systems. According to a study that American Hydraulics Institute has made, 20 % of consumed energy has been consumed by pumps in developed countries. It has been explain that 30% of this energy can be saved with a good design of a system and choosing suitable pumps. This situation has caused to make new searches to find more efficient systems in production and operation by the producers and users of pumps. Furthermore, some legal regulations have been started to enact in this topic in some countries. For example, it is obligatory that labeling of circulation pumps ($P < 2.5$ kW) has been at the last stage in EU.

That pumps are in high efficiency is not enough for a pump system to work in maximum efficiency, alone. To work in maximum efficiency of a pump system is only depend on designing of a pump, a good design of a complete system and working conditions. Otherwise, it is inevitable that even the most efficient pump in a system which has been wrong designed and wrong assembled is turned into inefficient.

This project is a study for energy efficiency of the pumps which has been carried out in industry organ. For purpose of this; flow rate, pressure and temperature has been measured for each pump in different operating conditions and at maximum load. In addition, in electrical driven pumps, electrical voltage, current and power factor have been measured. The efficiencies of existing pumps and electric motors have been calculated by using measured data.

Potential saving opportunities have been studied by taking into account the results of the calculations for each pumps and electric motors. Main saving opportunities are; The replacements of the existing low efficient pumps, The maintenance of the pumps that their efficiencies started to decline at certain range, Frequency converter applications on electric motors, The replacements of the electric motors that had been chosen in high power with electric motors that have suitable power, The usage of high efficient electric motors, Elimination of cavitation problems. As a conclusion of this, the improvements should be made and in each system and required investment amount for these improvements have been determined and return payments periods have been calculated.

In addition to saving potentials that have been mentioned above, cavitation controls have been made in measured pumps and it has been determined that the pumps at seaside brine pump plant have been operated at the limit of cavitation area.

EĞİK OTURAKLI ÇEK VALF GELİŞTİRME ÇALIŞMALARI

M. Tunç GÜNEŞ

ÖZ-KAN Makine Elemanları San. ve Tic. Ltd. Şti., AR-GE Departmanı

Özgür MERT

ÖZ-KAN Makine Elemanları San. ve Tic. Ltd. Şti., AR-GE Departmanı

Şevket Cihangir ÖZCANLI

İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Eğik oturaklı çek valflerin tasarımı için tüm çaplar (DN200-1200) ve basınç sınıflarında (PN10-40) bir yöntem geliştirdik ve bu yöntemle DN250 PN16 ölçüsünde bir prototip tasarladık. Tasarladığımız prototipe iki şekilde, (a) vana içinden ve (b) vana milinden (yani vananın dışından) etkili, klappenin kapanmasına 5-7° kala devreye giren strok sonu fren (hidrolik piston) uyguladık. Tasarlanıp imal edilen prototipi, bilgisayar ortamında yapılan katı modelini kullanarak, her iki akış yönünde HAD benzeşim (simülasyon) programında analiz ettik. Çek valf için normal akış yönünde yapılan analizle vananın akışa yükünü inceledik. Kapanma yönünde yapılan analizlerle çek valfin kapanma dinamiğini belirlemeye çalıştık. Tasarlanıp imal edilen prototipi, vanalarda akış şartlarını test etmek için kurmuş bulunduğumuz test düzeneğinde, analizlerde tabi tutulduğu akış şartlarında ve her iki akış yönünde testlere tabi tuttuk. Halen devam eden bu çalışmaların sonunda, analizlerle testlerin neticelerini karşılaştırıp uyumluluğu araştırılacak ve tasarımın doğrulanması gözden geçirilecektir.

1. GİRİŞ

Firmamız bünyesinde oluşturulan Ar-Ge departmanında, halen imal edilen ürünlerle yeni ürünlerin proje bazında ele alınarak araştırma, geliştirme ve tasarım faaliyetlerinin yürütülmesi öngörülmüştür. Bu proje faaliyetlerinde; parça, ürün ve döküm kalıpları tasarımlarında katı modelleme yapılması, parça ve ürün bazında yapısal analizlerle HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği – CFD) analizleri yapılarak tasarımların sonuçta eniyilenmesi hedeflenmiştir. Kurulan sistemde, tasarım ve analizler için AUTODESK Inventor Pro ve CFXDesign yazılımları kullanılmakta, çeşitli test standartları dikkate alınarak yapılan test düzeneği analizlerin gerçekleştirilmesi için kullanılmaktadır.

TÜBİTAK TEYDEB¹ tarafından desteklenen projemizin konusu olan vana, burada “Eğik Oturaklı Çek Valf” olarak anılacaktır. Projemizde, firmada oluşturulan ve yukarıda ilk paragrafta izah edilen sistematik yapı uygulanarak, eğik oturaklı çek valf ailesine dahil dört adet prototipin, daha önce yapılan bazı tasarımlara göre geliştirilerek tasarlanması hedeflenmiştir. Hepsisi PN16 basınç sınıfında DN250, DN400, DN600 ve DN900.

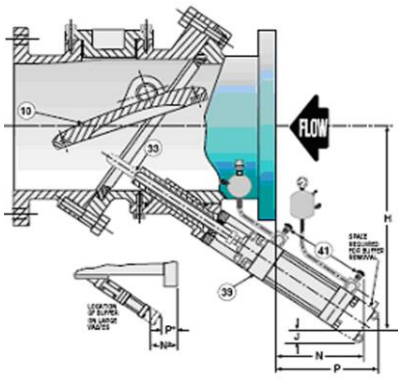
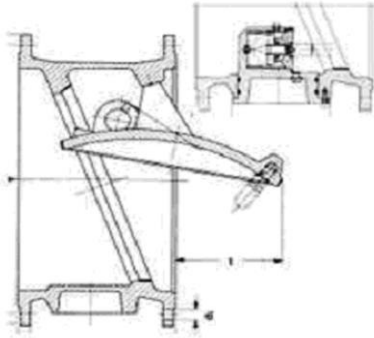
Eğik oturaklı çek valf, 20° ile 35° arasında değişen oturak açısına sahiptir. Klappenin diğer vanalara göre daha küçük bir açı süpürerek çabuk kapandığı bir çek valf türüdür. Oturak açısının büyüklüğüne karşılık gelecek şekilde klape 65° ile 55° arasında değişen bir açı süpürerek kapanırken, tilting ve hidrolik frenli çek valfte klappenin süpürdüğü açı yaklaşık 85°’dir. Burada klappenin tüm çek valflerde tam açık pozisyonda iken yatay eksenle yaklaşık 5°’lik bir açıda aşağıya sarktığı göz önüne alınmalıdır (**Şekil 1, Şekil 3 ve Şekil 5**). Şekillerden de görüldüğü gibi Crispin[1], APCO[2] ve VAG[3] firmalarının ürettiği eğik oturaklı çek valfler örnek olarak alındı. Eğik oturaklı çek valfte klape, diğer çek valflerde olduğu gibi, ters akışla kapanır ve her hangi bir fren olmaksızın kullanılabilir. Bunun iki sebebi vardır:

- Klappenin süpürdüğü açı küçüktür ve çabuk kapanır,
- Klappenin kapanma anında ulaştığı dönme hızı süpürülen açının küçüklüğüne bağlı olarak diğer çek valflere göre küçük kalır ve kapanma daha yumuşak olarak gerçekleşir.

Klappenin, kullanıldığı boru hattının akış karakteristiğine göre darbeli kapandığı durumlarda, çek valf mil veya klapeyi etkileyen çeşitli fren sistemleri ile de kullanılır (**Şekil 2, Şekil 4 ve Şekil 6**). Tüm bu fren sistemleri, strok sonu etkili fren sistemleri olarak uygulanır, klape ara pozisyonlarda bazen ağırlık kolu ile destekli olarak akışla birlikte serbest hareket eder. Fren genellikle klappenin kapanmasına 5-7° kala devreye girecek şekilde uygulanır. Serbest hareketli klape

¹ TÜBİTAK Teknoloji ve Yenilik Destek Programları Başkanlığı tarafından 1507 KOBİ Ar-Ge Başlangıç Destek Programı kapsamında desteklenen 3070218 numaralı “Açılı Çek Valf Geliştirme Çalışmaları” projemiz.

ve klapenin süpürdüğü açının küçüklüğü dikkate alındığında bu yapısı ile eğik oturaklı çek valf çabuk kapanan bir çek valf türüdür.

	
Şekil 1- Eğik Oturaklı Çek Valf, Oturak Açısı 35°, CRISPIN	Şekil 2- Eğik Oturaklı Çek Valf, Klapeyi Etkileyen Hidrolik Pistonlu Fren ile, APCO
	
Şekil 3- Eğik Oturaklı Çek Valf, Oturak Açısı 20°, VAG	Şekil 4- Eğik Oturaklı Çek Valf, Frensiz veya Klapeyi Etkileyen Hidrolik Fren ile, VAG
	
Şekil 5- Eğik Oturaklı Çek Valf, Oturak Açısı 20°, ÖZ-KAN	Şekil 6- Eğik Oturaklı Çek Valf, Mili Etkileyen Hidrolik Pistonlu Fren ile, ÖZ-KAN

3. PROTOTİP TASARIMI

Projelendirdiğimiz “eğik oturaklı çek valf” TS EN 558-1 Esas Seri 14 (DIN 3202 F4) boyutuna uygun, çift flanşlı, PN10-25 basınç sınıflarında çalışan bir vanadır. Bu bildiriye konu olan prototip DN250 PN16 ölçüsünde ve bazı deneysel uygulamaların rahatça adapte edilebilmesi için TS EN 558-1 Esas Seri 15 boyunda tasarlandı ve üretildi. Esas seri 14’te FTF boyu (flanştan flanşa tam boy) 250 mm ve Esas seri 15’te FTF boyu 450 mm’dir.

Prototipin gövdesi alüminyumdan ve iki parça olarak tasarlandı ve işlendi (**Şekil 7**). Gövde ve klapeler, kaba dökülmüş alüminyum taslaklardan CNC dik işleme tezgahında imal edildi (**Şekil 8**). Böylece aynı prototip üzerinde klapeler ve mil ayrı ayrı fren uygulamalarının adapte edilmesi hedeflendi. Sonuçta aynı prototip gövde üzerinde her iki tipte fren tatbiki ile testlerin yapılması sağlandı.



Şekil 7- İki Parçalı Alüminyum Gövde ve Klapeler, Katı Model



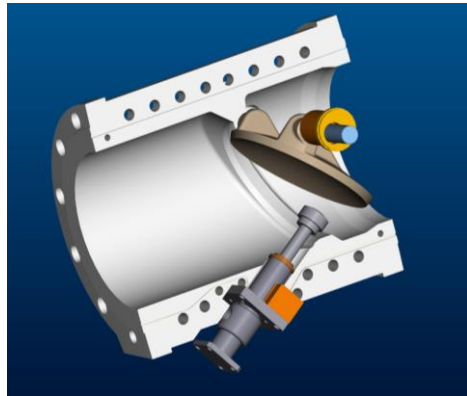
Şekil 8- Gövde Yarısının CNC Dik İşleme Tezgahında İmalatı

Tasarım sırasında yeni ürünün geometrik yapısı ile et kalınlıkları ve mil çapları standartlarda belirtilen ve/veya firmaya ait belli kriterler uygulanarak hazırlanan bir yöntemle göre hesaplandı. Bilgisayarlaştırılan ve test/analiz neticelerine göre düzeltilen bu yöntem diğer çap ve basınç sınıflarındaki eğik oturaklı çek valf tasarımlarında kullanılacak ve ürün ailesi standart şekilde üretilmiş olacaktır.

Fren sisteminin (i) gövde içinden klapeye (ii) gövde dışından mile uygulanması, klapeler kafalarının yapısı ile gövdedeki kolların yapısını önemli ölçüde etkilemektedir (**Şekil 9**). Birincisinde akışkanın klapeler üzerinde sebep olduğu hidrolik tork frenleme anında klape'nin kendisi tarafından karşılanmaktadır ve böylece baskın olarak eğilmeye maruz kalan milin çapı ile yukarıda belirtilen su yolu üzerindeki yapıların ölçüleri küçük kalmaktadır.



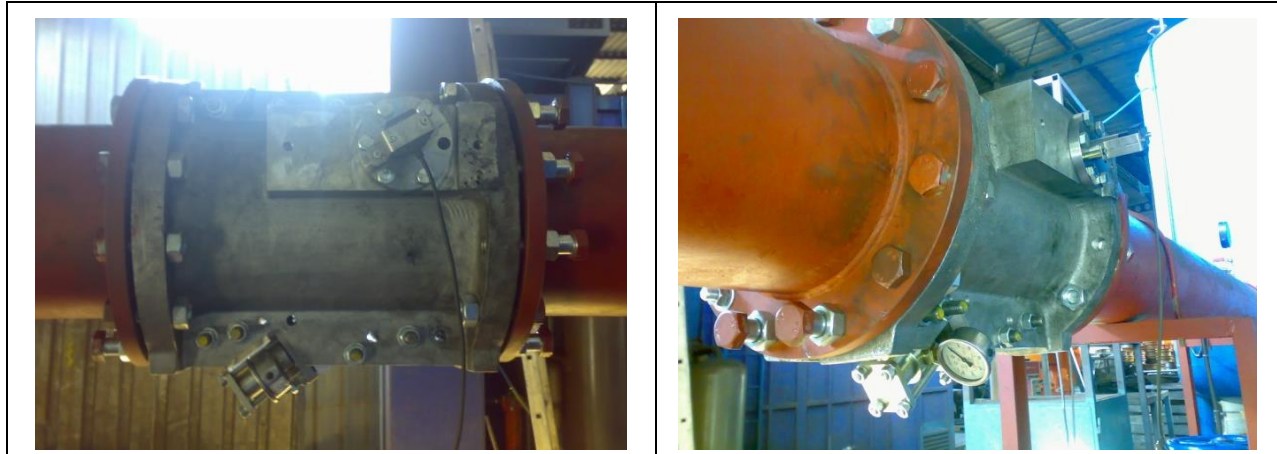
Şekil 9- (i)Klapeden ve (ii)Milden Frenli Olarak Tasarlanan Klapelerin Katı Modelleri



Şekil 10- Gövde Yarısına Montajı Yapılmış Klapeden Frenli Çek Valfin Katı Modeli

İkincisinde ise klapeler üzerindeki hidrolik tork mil tarafından taşınmakta ve mil frenleme anında eğilme ile birlikte burulmaya maruz kalmakta, bu durumda mil çapı ile söz konusu yapıların ölçüleri büyümekte ve sonuç olarak aynı akış

şartları için kayıpların daha yüksek olduğu bir vana yapısı ortaya çıkmaktadır. Klapenin dairesel (disk) kısmının ölçüleri aynı olmakla birlikte 1,5 katı büyüyen mil çapı sebebi ile kafaların büyüklüğündeki değişim **Şekil 9'**da gösterilmiştir.

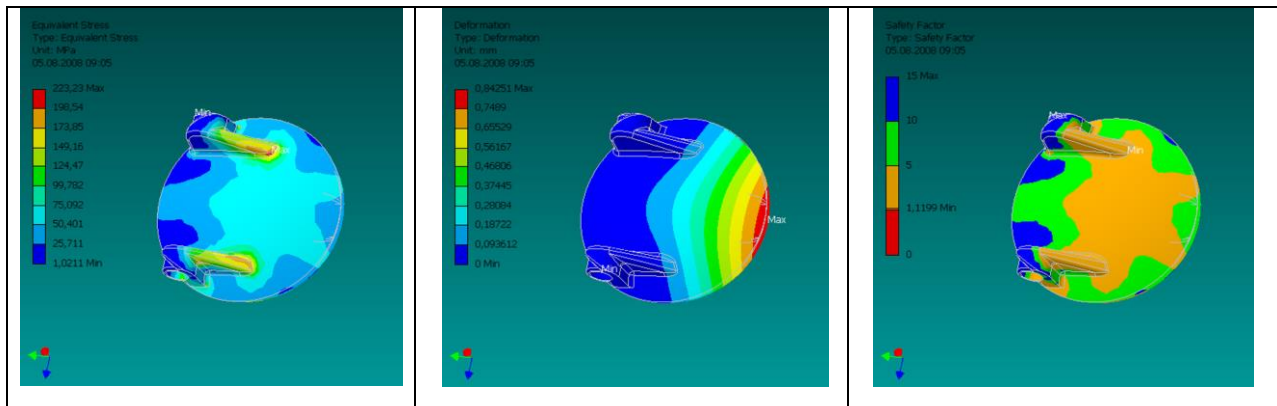


Şekil 11- Test Düzeneğine Bağlanmış Eğik Oturaklı Çek Valf Prototipi, Klapeden Frenli, Hidrolik Pistonlu Fren Sistemi ve Mile bağlı Açık Sensörü İle Birlikte

Şekil 10'da klapeden frenli eğik oturaklı çek valfin gövde yarısı üzerine monte edilmiş katı modeli vananın iç yapısını göstermek amacı ile buraya alınmıştır. **Şekil 11'**de DN250 PN16 eğik oturaklı çek valf prototipinin test düzeneğine monte edilmiş hali yansıtılmıştır. Hidrolik piston/fren vananın altına monte edilmiş, vana milinin üzerine de klape pozisyonunu veri toplama sistemine aktaran açık sensörü monte edilmiş olarak görülmektedir.

4. ANALİZLER

Tasarlanan ürün üzerinde uygulanan yapısal analizlerle gövde, klape ve millerin et kalınlığı ve çap değerlerinin standartlarda verilen ve/veya firmaya ait belli kriterlere uygunluğunu sağlamak amaçlanmıştır. Yapısal analizlerde, parça üzerindeki yükler benzeştirilerek (simüle edilerek) kontrol edilen parametreler; gerilim, deformasyon ve emniyet katsayısı değerlerinin minimum ve maksimumları ile bu parametrelerin parça üzerindeki dağılımıdır (**Şekil 12**). Yapısal analizlerle parçaların mukavemetlerini belirlenen kriterlere uygun hale getirmek ve malzeme tasarrufu sağlamak hedeflenmiştir. Özellikle klape ağırlıklarının minimize edilmesi ile mil çaplarının yüklenmelere göre optimizasyonu, su yolu kesit alanının büyütülmesi manasında vana iç kayıplarının düşürülmesi ile neticelenmektedir.



Şekil 12- Fren Uygulanan Klapenin Yapısal Analizi

(a) Gerilmelerin Büyüklükleri ve Dağılımı

(b) Deformasyon Büyüklükleri ve Dağılımı

(c) Emniyet Katsayısı Büyüklükleri ve Dağılımı

HAD analizleriyle ürünün akış şartlarını eniyilemek, akış altında statik ve/veya dinamik davranışlarını incelemek, vana ve klape üzerinde oluşan hidrolik kuvvet ve torkları hesaplamak amaçlanmıştır.

Statik analizlerde, önce klapeyi açma yönündeki normal akışı incelemek için; ayrı ayrı çeşitli klape açılarında; debi, Q , veya hız, v , ile basınç, p , değerleri kontrollü hacimde sınır şartları olarak verilip HAD analizleri yapılarak vana üzerindeki debi-yük kaybı ve klape üzerindeki hidrolik tork değerleri bulunmuştur. Analizlerde kullanılan katı model **Şekil 13**'te gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi vana girişinde 2 nominal çap boyunda bir boru ve vana çıkışında 10 nominal çap boyunda bir boru yer almaktadır. Bunlar test düzeneğinde, çeşitli standartlarda belirlendiği gibi, ölçme noktalarının karşılık geldiği yerlerdir. HAD analizleri bu asamble için yapılmıştır (**Şekil 13**).

İlk olarak, çeşitli klape açılarında yapılan analizlerde elde edilen basınç ve hız dağılımı ile hız vektörlerinin yönünü gösteren görsel materyaller kullanılarak vananın su yolu akışa en uygun şekle getirilmeye çalışılmıştır. (**Şekil 14**).

İkinci olarak, debi/hız ve yük kaybı değerlerinden akış katsayısı, K_v , ile kayıp katsayısı, ζ , aşağıda verilen formüllerle hesaplanmış ve tablolar oluşturulmuştur. Aslında bu iki katsayı, $K_v^2 \cdot \zeta = \text{Sabit}$ bağıntısı ile birbirinden türetilmekte ise de sektörel olarak bu iki formüle pompaj, tesisat ve şebeke hesaplarında sık sık başvurulduğundan burada ikisi birlikte verilmektedir.

$$\Delta H = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

Q = debi, m^3/h ,

v = nominal boru çapında ortalama akış hızı, m/s ,

ΔH = vana yük kaybı, mSS ,

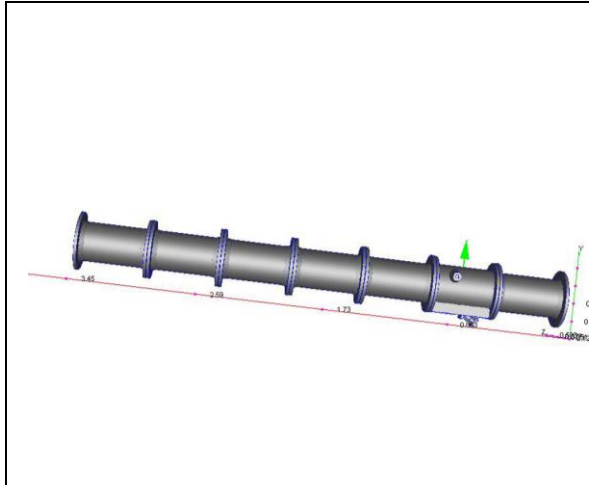
ΔP = basınç düşümü, bar ,

ζ = Kayıp katsayısı,

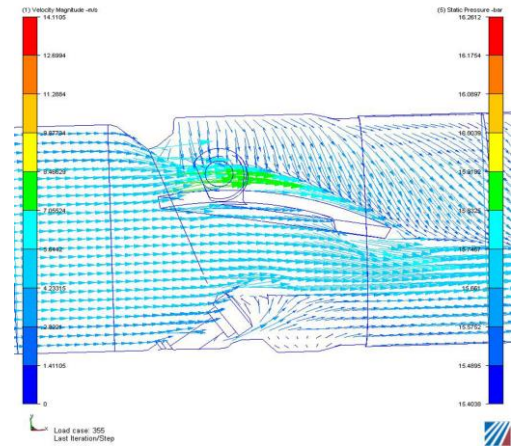
K_v = akış katsayısı,

g = yerçekimi ivmesi, m/s^2 ,

ρ = yoğunluk, kg/m^3 ,



Şekil 13- HAD Analizlerinde Kullanılan Vana-Boru Asamblesi



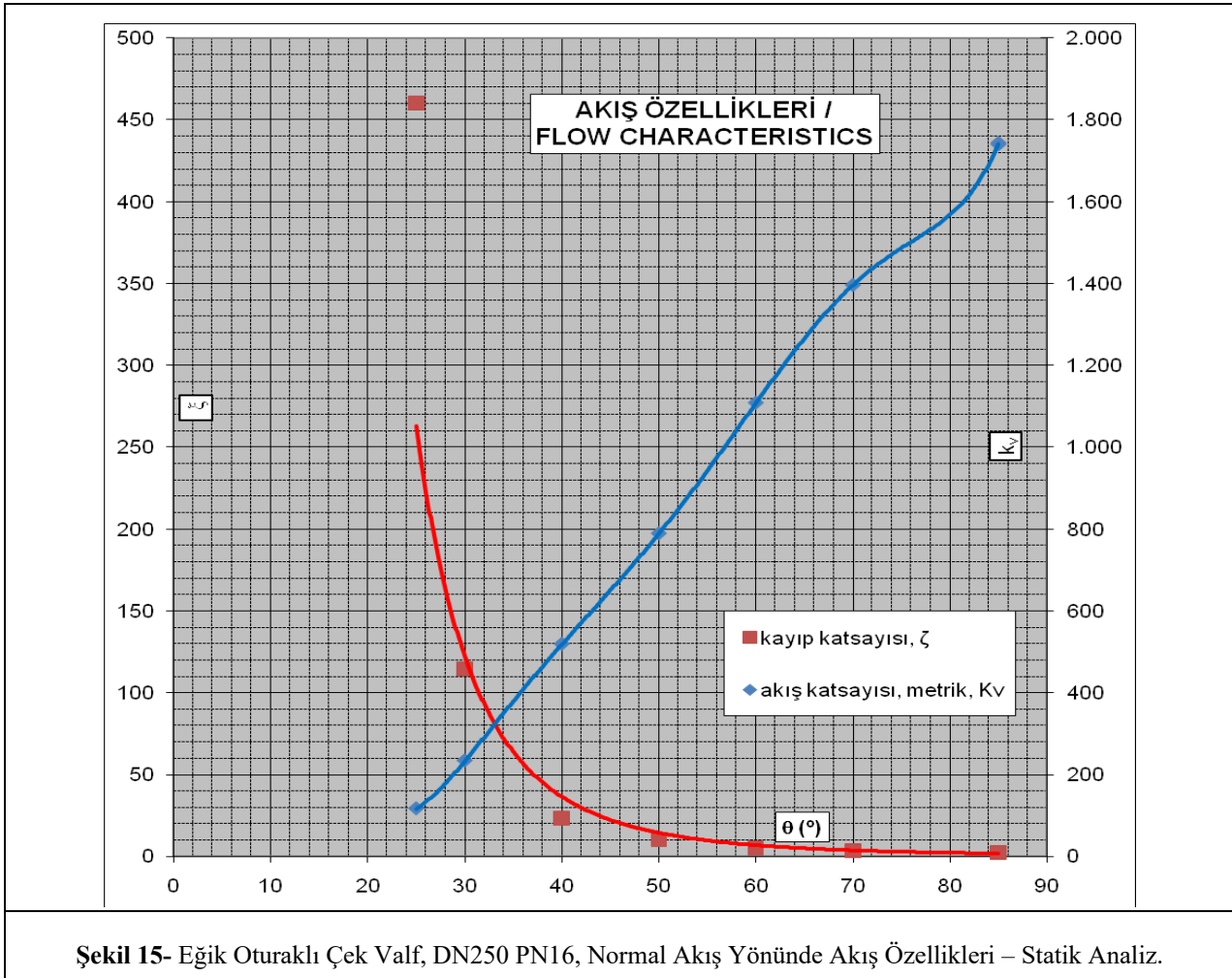
Şekil 14- HAD Analizi, Klape 85° Açık, Hız Vektörleri ile Basınç Dağılımı

Her bir klape açıklığı için hesaplanan ve **Tablo 1**'de verilen K_v ve ζ değerleri; (i)yeni tasarım(lar)ın eskileri ile karşılaştırılmasında, (ii) çeşitli tiplerdeki çek valflerin birbirleri ile kıyaslanmasında, (iii) tesisat ve şebeke mühendislerinin boru hatlarını tasarlamaları ve hat kayıplarını hesaplamalarında kullanılır. Buradan hareketle, vana klapesini tam açık veya diğer herhangi bir konuma getirecek minimum debi gibi değerler de hesaplanabilmektedir.

Ayrıca, darbe önleme amacı ile çek valfe uygulanacak farklı ağırlıkların (ağırlık kolu) vana ve akışa etkileri önceden hesaplanabilir. **Tablo 1** ve **Şekil 15**, çeşitli klape açıklıkları için yapılan statik analiz değerlerini göstermektedir.

Tablo 1- Normal Akış Yönünde, Çeşitli Klape Açıklıkları için Eğik Oturaklı Çekvalf, DN250 PN 16, Akış Özellikleri (Statik Analiz - Klape Açılıyor)

klape açısı $\theta(^{\circ})$	basınç farkı Δp (bar)	kesitte ortalama hız u (m/s)	debi Q (m^3/s) (m^3/h)	Reynolds Sayısı Re	Akış katsayısı, metrik, K_v	kayıp katsayısı, ζ
90	0,0741	2,962	0,145 523	737.050	1.921	1,692
85	0,0226	1,481	0,073 262	368.412	1.739	2,065
85	0,0100	0,987	0,048 174	245.573	1.743	2,057
70	0,0156	0,987	0,048 174	245.614	1.395	3,207
60	0,0248	0,988	0,048 175	245.816	1.108	5,090
50	0,0122	0,493	0,024 87	122.747	789	10,04
40	0,0283	0,494	0,024 87	122.891	518	23,24
30	0,1396	0,494	0,024 87	122.928	233	114,6
25	0,0056	0,049	0,002 9	12.282	116	460,4

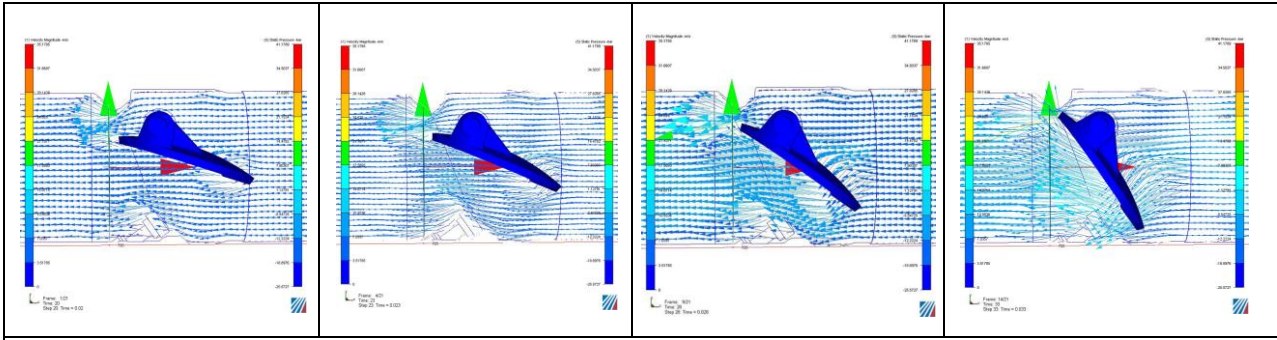


Statik analizde, ikinci merhalede, vanayı kapama yönünde düşük ters akış değerleri (düşük hız-debi) sınır şartları olarak verilip çeşitli klape açıklıklarında analizler yapılmıştır. Bu değerler de hesaplanıp tabloleştirilmiştir (**Tablo 2**). Bu çalışmada amaç, ters akışın incelendiği dinamik analizle karşılaştırma yapmak olmuştur.

Tablo 2- Ters Akış Yönünde, Çeşitli Klapeler İçin Eğik Oturaklı Çekvalf, DN250 PN 16, Akış Özellikleri (Statik Analiz - Klapeler Kapanıyor)

Klapeler Açısı $\theta(^{\circ})$	Basınç Farkı Δp (bar)	Kesitte Ortalama Hız u (m/s)	Debi Q (m^3/s) (m^3/h)		Reynolds Sayısı Re	Akış Katsayısı, Metrik, K_v	Kayıp Katsayısı, ζ
85	0,0097	0,987	0,048	174	245.676	1.770	1,993
80	0,0105	0,987	0,048	174	245.562	1.701	2,160
75	0,0134	0,987	0,048	174	245.561	1.505	2,756
70	0,0163	0,987	0,048	174	245.660	1.365	3,350
65	0,0098	0,691	0,034	122	171.809	1.232	4,118
60	0,0066	0,493	0,024	87	122.741	1.072	5,434
50	0,0001	0,039	0,002	7	9.820	697	12,86
40	0,0001	0,030	0,001	5	7.367	523	22,85
30	0,0001	0,010	0,000	2	2.455	174	205,8
25	0,0030	0,049	0,002	9	12.286	159	246,5

Son olarak eğik oturaklı çek valfin, akışın kesilmesi durumunda ters akışın başlaması ile birlikte gösterdiği kapanma davranışı modellenip simüle edilerek çek valf kapanmasının dinamik HAD analizleri yapılmıştır (**Şekil 16**).



Şekil 16- Eğik Oturaklı Çek Valfin Kapanma Simülasyonu, Çeşitli Anlarda Klapeler Pozisyonları, Toplam Kapanma Süresi 36 milisaniye,

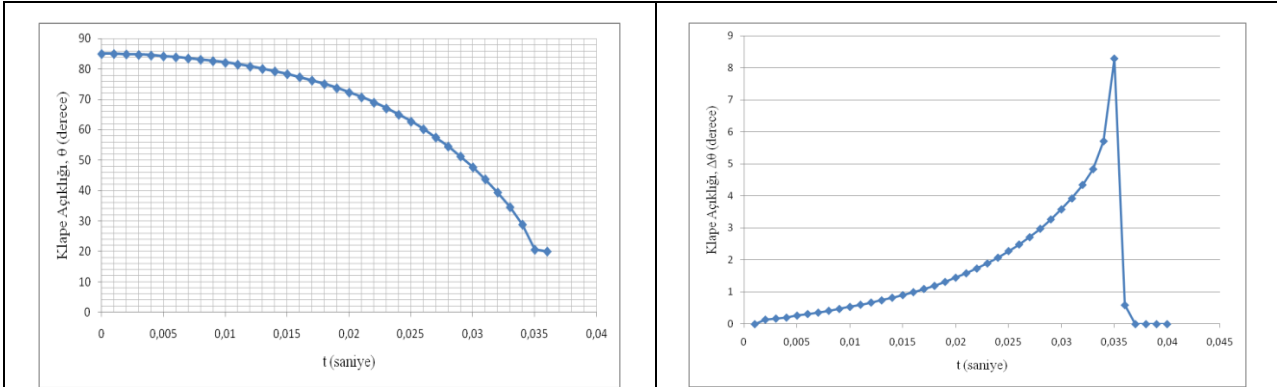
(a) 72,30 derece, 20. milisaniye,

(b) 67,08 derece, 23. milisaniye,

(c) 54,55 derece, 28. milisaniye,

(d) 34,59 derece, 33. milisaniye.

Bu dinamik analizler 5, 10 ve 16 bar geri basınçlar için tekrarlanmıştır. Dinamik analizlerde henüz sadece zamana bağlı olarak klape açısı ve açının değişimi grafiğe dökülmüştür (**Şekil 17**).



Şekil 17- 16 bar Geri Basınçta Klappenin Kapanışında (a) θ -t Grafiği, ve (b) $\Delta\theta$ -t Grafiği.

5. TEST DÜZENİĞİ VE TESTLER

Test düzeneği tasarlanırken iki nokta dikkate alındı. Birincisi, tüm vanaların akış özelliklerinin test ve tayin edilebileceği bir test düzeneği gerçekleştirmektir. Bir kelebek vana veya çek valfin çeşitli klapelerinde ve çeşitli debilerde yük kaybı, Δp ve akış katsayısı, K_v değerlerini ölçüp hesaplamak; bir çek valfte klapeyi tam açık pozisyona getirecek minimum debiyi tespit etmek; yine bir çek valfte ağırlık kolu, hidrolik sönümleyici, vs.nin vananın kullanıldığı şebekeye getireceği yükleri bulmak, gibi. Düzenek üzerinde yapılacak bu tip testlerle HAD analiz sonuçlarını karşılaştırıp doğruluklarını gerçeklemek önemli bir kazanım olacaktır.

İkincisi ise açılmal veya doğrusal hareketli bir çek valfin kapanması sırasında dinamik davranışını sergileyen ve yine HAD analizlerini gerçekleştirme imkanı veren testleri yapabilmektir. İşte bu nedenlerle aşağıda **Şekil 18 - Şekil 21**'de görülen test düzeneği tasarlanmıştır. Şekillerde test düzeneğinin ana bileşenleri gösterilmiştir:

- Test pompası: yatay, santrifüj, uçtan emmeli, norm üstü pompa, TS EN 22858'e göre, debi, $Q=150$ l/s, basma yüksekliği, $H_m=4$ bar (yaklaşık 40 mSS), hız, $n=1500$ rpm, motor gücü, $P_m=90$ kW (**Şekil 21**).
- Test pompası 90 kW frekans sürücüsü ile kontrol edilmektedir. Böylece istenen karakterde kalkış ve duruş yapılabilmekte ve istenen debi ayarı elde edilebilmektedir.
- Borulandırma: DN250 PN16 ($\Phi 273 \times 4$ mm), spiral kaynaklı çelik boru, dirsek ve te gibi bileşenleri ile birlikte, (**Şekil 18, Şekil 20 ve Şekil 21**).
- Ayar vanaları, DN250 PN16, el kumandalı kelebek vana, TS EN 593 standardına uygun ve TS EN 558-1, Esas Seri 14'e göre seçilmiştir. 2 ayar vanası, test vanasının önünde ve arkasında standartlara uygun mesafelerde, debi ve kavitasyon kontrolü için kullanılırlar (**Şekil 20 ve 21**).
- Pnömatik silindirli deşarj vanaları, DN250 PN16, elastomer yataklı sürgülü vana olarak düşünülmüştür, TS EN 1171 standardına uygun ve vana boyu TS EN 558-1, Esas Seri 14'e göre seçilmiştir. 2 adet deşarj vanası çek valflerin dinamik kapanma testleri sırasında, test düzeneği döngüsünü kesmek ve çek valfin memba tarafını atmosfere açmak için kullanılır (**Şekil 20**).
- Debimetre, DN250 PN16, flanşlı, elektromanyetik tip ve TS EN 558-1, Esas Seri 14'e göre (**Şekil 18**).
- Basınç sensörleri, $G_{1/2}$ bağlantılı, 2 tanesi test vanasının giriş ve çıkışındaki basınç değerlerini ölçüp fark basıncını, Δp , hesaplamak için, üçüncüsü ise rezervuardaki (hava kazanı) oluşturulan hava yastığının basıncını ölçmek için kullanılmaktadır (**Şekil 18, Şekil 20 ve Şekil 21**). Basınç ölçme aletlerinin hatlara bağlantılarında basınç prizleri DN250 çap için $\Phi 5$ mm olarak alınmıştır (Bak EN1267:1999, Tablo 1, s.6).
- Daldırma tipi termometre su sıcaklığını izlemek için kullanılır.
- Pozisyon sensörü test vanası üzerinde monte edilerek klape açıklığını okumak için kullanılır (**Şekil 11**).
- Bilgisayarlı veri toplama sistemi: Üzerine bağlanan yüksek transfer hızlı veri toplama kartı ile birlikte bilgisayar ve sensörlerin bağlandığı ara bağlantı panosundan oluşur. Bilgisayarda canlı olarak okunan verileri belli bir düzende toplayan, toplanan verileri süzen ve depolayan özel bir yazılım hazırlanmıştır. Bu yazılım hem statik hem de dinamik testlerde başarı ile kullanılmaktadır. Bu veri toplama sistemi ile her milisaniyede bir değerleri almak mümkündür (**Şekil 19**).



Şekil 18- Test Vanası, Membada Manometre ve Basınç Sensörü, Debimetre.



Şekil 19- Veri Toplama Sistemi.

Hava kazanında tesiste kullanılan kompresörün sağladığı 6-8 bar hava basıncına kadar istenen basınçta hava yastığı oluşturulmaktadır. Bu hava yastığı test vanasında basınç farkının çok olduğu durumlarda bu vananın mansabında oluşabilecek kavitasyonu bastırmak ve esas olarak çek valflerin dinamik testlerinde klapayı kapayacak geri akışı oluşturmak için düşünülmüştür.



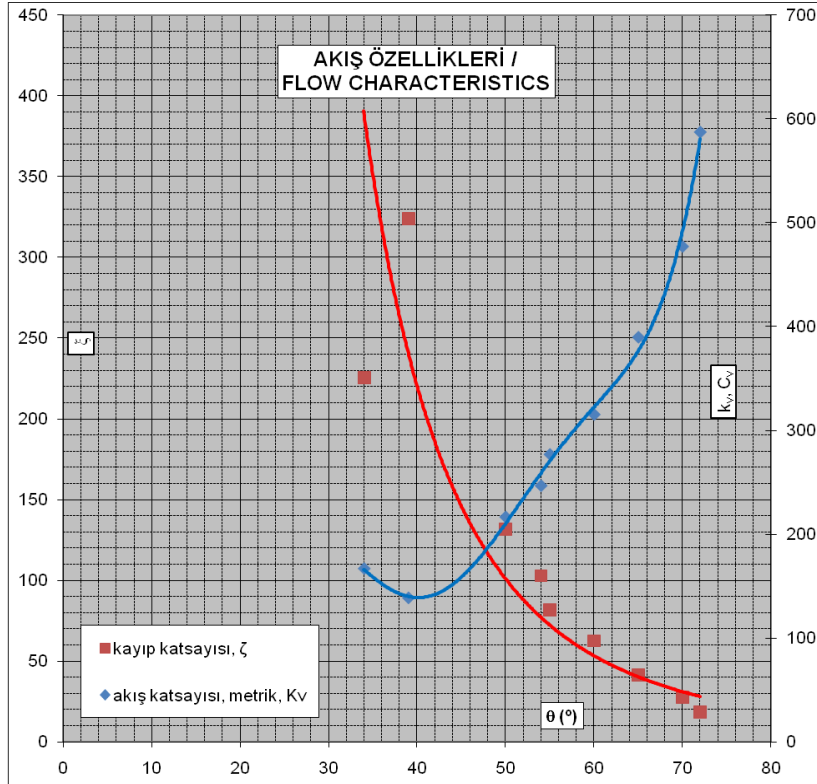
Şekil 20- Hava Kazanı, Mansapta Ayar Vanası ve Manometre/Basınç Sensörü, aşağıda Deşarj Vanaları.



Şekil 21- Yatay, Santrifüj, Norm Üstü Pompa, Membada Ayar Vanası ve Manometre/ Basınç Sensörü, Debimetre.

Çek valf dinamik testi sırasında bilgisayar üzerinde dinamik test seçeneği işaretlendikten sonra motor panosu üzerindeki acil kapama butonuna basıldığında istenen süre ve istenen aralıkta veri dizisi çek valf klapesi kapanana kadar veri olarak toplanmaya devam etmektedir.

Test vanası olarak test düzeneğine bağlanan DN250 PN16 eğik oturaklı çek valf prototipi debi ayarlanarak çeşitli klapa açıklıklarına getirilip test edilmiştir. Test sırasında toplanan veriler ile hesaplanan değerler **Şekil 22**'de ilgili grafik verilmiştir.



Şekil 22- Eğik Oturaklı Çek Valf, DN250 PN16, Normal Akış Yönünde Akış Özellikleri - TEST.

6. KARŞILAŞTIRMA ve SONUÇ

HAD analizleriyle ürünün akış şartlarını eniyilemek, akış altında statik ve dinamik davranışlarını incelemek, vana ve klape üzerinde oluşan hidrolik kuvvet ve torkları hesaplamak amaçlanmıştır. Çeşitli klape açılarında HAD analizleri yapılarak debi-yük kaybı ve klape üzerindeki hidrolik tork değerleri bulunmuş, akış katsayısı, K_v , ile kayıp katsayısı, ζ , hesaplanmış ve tablolar oluşturulmuştur. Buradan vanayı tam açık konuma getirecek minimum debi gibi özel değerler de bulunmuştur. Çeşitli klape açılarında yapılan analizlerde elde edilen hızların yönü ve dağılımını gösteren görsel materyaller kullanılarak vananın su yolu akışa en uygun şekle getirilmeye çalışılmıştır. Son olarak eğik oturaklı çek valfin, akışın kesilmesi durumunda gösterdiği davranış modellenip simüle edilerek dinamik HAD analizleri yapılmıştır.

Kurulan test düzeneğiyle vanaların testlerinin yapılması ve HAD analizlerinin test neticeleri ile karşılaştırılarak gerçekleştirilmesi ana amaç olmuştur. Böylece ürün tasarımının prototip testlerine gelmeden önce yapılan simülasyonlar ile tamamlanması ve prototip testlerine tasarım geliştirme sırasında değil de tasarım gerçekleştirme için baş vurulmasını sağlamak nihai hedef olmuştur.

Şu ana kadar yapılan analiz ve testler bu hedeflere ulaşmak için yeterli olmayıp HAD analizleri ve testlere devam edilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] “The TD Series Tilting Disc Check Valve”, Bulletin, Crispin Multiplex Manufacturing Co., Berwick, PA, 2005.
- [2] “APCO Slanting Disc Check Valves”, Bulletin 800, Valve & Primer Corporation, Schaumburg, IL, 2000.
- [3] “VAG Non-return Valves – SKR Slanted Seat Tilting Disc”, KAT 15 10-A, Edition 1-10.05, 2007.
- [4] Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H., “Fundamentals of Fluid Mechanics”, pp.155-200, pp.795-842, 3rd Edition, John Wiley & Sons, New York, 1998.
- [5] “Butterfly Valves: Torque, Head Loss, and Cavitation Analysis”, Manual of Water Supply Practices, AWWA M49, 1st Edition, American Water Works Association, Denver, CO, 2001.
- [6] Kavırmacıoğlu, L., “Çek Valflerin Dinamik Davranışları”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1988.
- [7] Kavırmacıoğlu, L., “Çek Valflerin Dinamik Davranışlarının Analizi”, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1995.

SUMMARY

Development Works on Slanted Seat Non-Return Valve

In our organization, R&D department was established a year ago, with the target of research, development and design of new products and also products under manufacture. All the works are aimed to be made on the project basis. On these projects, solid modeling is applied to design of parts, assemblies and molds, structural analyses are applied to the parts and assemblies, and CFD analyses are applied to the valve assemblies. Therefore the optimization of design is achieved as a result. In this paper, a Project made for the design of “slanted seat non return valve” is summarized.

We prepared a design procedure to be used in the design of “slanted seat non return valves” for all sizes (DN200 to 1200) and pressure classes (PN10 to 40). By using this procedure we made the prototype of DN250 PN16 valve. We applied a hydraulic damper system at the stroke end, engaging 5 to 7° before just closing. This damper system is applied in two different ways; (a) through the disc inside the valve body, and (b) through the shaft outside of the valve body. We prepared the solid model of designed prototype and we analyzed it in CFD simulation program for two flow directions. With the analysis in the normal (opening) flow direction of a non return valve, we searched the loads of the valve to a pipeline, and we analyze the dynamic response of non return valve when closing by the backflow in the reverse direction. After the manufacture of designed prototype, we started to test it in two flow directions at just the same conditions used in CFD analysis.

With these ongoing tests and analysis, we will make some comparisons between the results to verify each other or not. We hope to achieve the verification of design by a successful comparison of CFD analysis and test results.

POMPALARDA TASARIM VE İÇ AKIŞ ÇÖZÜMLERİ İLE PERFORMANS ANALİZİ

Ali CİRİT

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Onur KONURALP

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Mehmet BEYAZÇİÇEK

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Kahraman ALBAYRAK

ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Pompa tasarımı, büyük tecrübe isteyen ve çeşitli özgül hız, boyut ve geometriye sahip pompalar için veri kütüphanesine ihtiyaç duyulan bir süreçtir. Tasarım deneyimi ve ampirik ilişkiler pompa tasarımında hala önemli bir yer tutmaktadır. Bu açıdan bakıldığında sayısal deneyler, tasarımcının tasarımını bilgisayar ortamında, imal ve test etmeden incelemesi ve karşılaştırması yönünde çok yararlı olmaktadır. Pompa içindeki akış problemleri tasarımın ilk aşamalarında tespit edilebilmekte, yeniden tasarım süreci kolaylaşmakta ve pompa tasarım süresi oldukça kısalmaktadır. Günümüzde pompaların sayısal deneylerinin yapılması bütün tasarım sürecinin önemli aşamalarından biri haline gelmiştir. Bu çalışmada, karışık akışlı bir dik türbin pompanın sayısal deneyleri ile birlikte tasarımına yer verilmiştir. Tasarım parametrelerinin etkisi ve pompa içerisindeki akış sayısal deneyler yardımıyla incelenmiştir.

1. GİRİŞ

Su insan yaşamında her zaman önemli bir rol oynamıştır. Dünya üzerindeki su kaynakları sınırlıdır, su kaynakları ile su kullanım alanları arasındaki mesafe giderek artmaktadır ve pompa istasyonları, su rezervuarları, uzun su boru hatları ile birlikte yüksek maliyetler ile suyun taşınmasına neden olmaktadır. Dünyada kullanılan elektrik enerjisinin % 20'sini pompaların kullandığı göz önünde bulundurulduğunda, yüksek verimli pompaların tasarlanıp üretilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada dik türbin pompalarının tasarımı ve sayısal deneyleri üzerinde yapılan bir çalışma sunulacaktır.

2. TASARIM

Dik türbin pompalar 4 ana bileşenden meydana gelmektedir. Bunlar sürücü, kolon bileşeni, çıkış bileşeni ve pompa bileşenidir. Pompa sistemleri gelen istekler doğrultusunda (debi, basma yüksekliği, devir sayısı) tasarlanır. Tasarım özgül hızın hesabı ile başlar. Akışkanın çarktan ayrıldıktan sonraki yönünde meydana gelen değişiklik çarkların radyal, karışık akışlı ve eksenel olarak adlandırılmasını sağlar. Karışık akışlı pompaların özgül hızı 0.6 ile 2.5 arasında değişir.

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{0.75}} \quad (1)$$

Ardından çeşitli tasarım tabloları yardımı ile meridyonel profil oluşturulur. Çark performansını etkileyen en önemli konu çarka ait meridyonel profildir. Meridyonel profil oluşturma, deneyime bağlı bir süreçtir ve daha önceki tasarımların incelenmesi yoluyla da profil oluşturulabilir. Çarkların geometrik şekli özgül hızlarına bağlı olarak değişir.

Sonlu kanat sayısında teorik basma yüksekliği H_{th} , hidrolik direnç ve mekanik sürtünme yokken, Euler denklemi yardımı ile hesaplanabilir. Çark kanatları tarafından akışkana aktarılan dönme momenti,

$$M = \frac{\rho g Q (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1)}{g} \quad (2)$$

Diğer taraftan;

$$M\omega = \rho g Q H_{th} \quad (3)$$

Denklem 2 ve denklem 3'den;

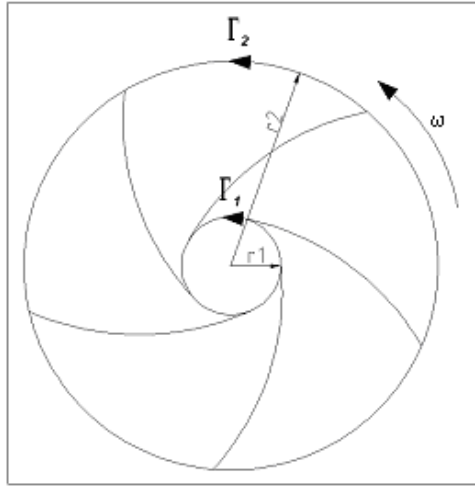
$$H_{th} = \frac{V_{\theta 2} U_2 - V_{\theta 1} U_1}{g} \quad (4)$$

Ön dönmesiz durum için denklem 4 şu hale gelmektedir:

$$H_{th} = \frac{V_{\theta 2} U_2}{g} \quad (5)$$

$r_1 V_{\theta 1} = \frac{\Gamma_1}{2\pi}$ ve $r_2 V_{\theta 2} = \frac{\Gamma_2}{2\pi}$ olduğundan denklem 4 şu şekilde de yazılabilir:

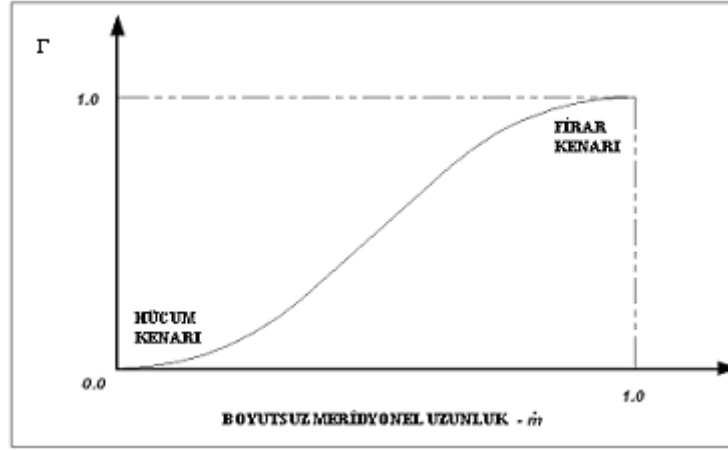
$$H_{th} = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_1) \quad (6)$$



Şekil 1- Çark İçerisinde Hız Sirkülasyonu

Γ kanat başlangıcındaki (hücum kenarı) ve kanat sonundaki (fırar kenarı) sirkülasyondur. Γ 'nin hücum kenarından fırar kenarına kadar olan değişimi kanat açılarının elde edilmesine imkan tanır. Γ dağılımı ile çarkın meydana getirdiği basınç arasında direkt bir ilişki bulunmaktadır. Sınır koşullarını incelemek için $\dot{m}$ (boyutsuz meridyonel uzunluk) kullanılacaktır (**Şekil 2**) Γ dağılımının sağlanması gereken 4 adet sınır koşulu bulunmaktadır. İki $\dot{m} = 0$ olarak hücum kenarında ikisi de $\dot{m} = 1$ olarak fırar kenarında bulunmaktadır.

1. $\dot{m} = 0$ 'da $\Gamma = 0$
2. $\dot{m} = 0$ 'da $\frac{d\Gamma}{d\dot{m}} = 0$
3. $\dot{m} = 1$ 'de $\Gamma = 1$
4. $\dot{m} = 1$ 'de $\frac{d\Gamma}{d\dot{m}} = 0$



Şekil 2- Boyutsuzlandırılmış Γ Dağılımı

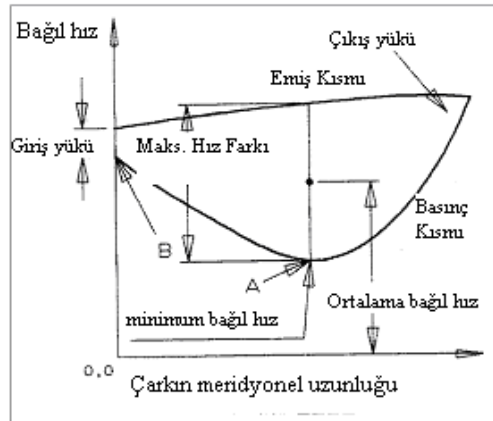
İlk sınır koşulu hücum kenarındaki ön dönmesiz durumu ifade etmektedir. İkinci sınır koşulu hücum kenarındaki kayıpsız (şok etkisi olmadan) giriş olduğunu belirtir. Bu aynı zamanda akışkanın kanada yaklaşma açısının kanat açısı ile aynı olduğunu ifade eder. Fırar kenarında ise Γ en büyük değeri ile boyutsuzlandırılmıştır. Ayrıca Γ 'nin fırar kenarındaki türevi sıfıra eşittir. Bu eşitlik, Kutta koşulunu yerine getirmek üzere gereklidir. Kutta koşuluna göre, çark kanadının fırar kenarındaki emme yüzünde durma noktası bulunmaktadır ve bağıl hız sıfıra eşittir. Ayrıca bağıl hızın kanat normaline dik olduğu kabulü yapılır. Öte yandan sonlu kanadın yarattığı etki nedeniyle akış kanat açısıyla aynı değerde olamaz ve daha düşük bir değer alır. Bu etki fırar kenarında emme yüzeyi traşlanarak azaltılabilir. Böylece çarkın ürettiği basınç artar ve en iyi verim noktası sağa doğru kayar.

Γ dağılımı için 4 sınır koşulu mevcut olduğundan, bu sınır koşullarını sağlayacak en basit fonksiyon üçüncü dereceden bir denklem olacaktır. Hücum kenarından fırar kenarına birçok farklı Γ dağılımı tanımlamak mümkün olduğundan en iyi dağılımı belirlemek amacıyla kanadın dönüm açısına (γ) bakmak gerekir. Kanadın dönümü denklem 7 ile hesaplanır ve meridyonel profilin uzunluğuna ve kanat açlarına göre değişir.

$$\gamma = \sum \left[\Delta l \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_n \tan \beta_n} + \frac{1}{r_n \tan \beta_{n-1}} \right) \right] \right] \quad (7)$$

Bu denklemde Δl hesap yapılan iki nokta arasındaki izdüşümsel uzaklığı, r_n yarıçapı ve β_n kanat açısını ifade etmektedir. 5 ile 9 kanada sahip çarklarda kanatların üst üste gelen kısmı (örtüşme açısı) $30^\circ - 45^\circ$ arasında olması tavsiye edilmektedir. Pompa performansı, çark içindeki hız dağılımları gibi faktörler de bu dağılımın oluşturulmasında önemli yer tutar. Sayısal deneylerden sonra istenen karakteristik özellikler elde edilemezse değişiklikler yapılabilir.

Sayısal deneyler yardımı ile meridyonel profil için oluşturulan kanadın üstünde ve akış pasajı içinde analizler yapılabilir. Bu analizler sonucunda kanatlar arasındaki örnek bir bağıl hız dağılımı Şekil 3'te sunulmaktadır.



Şekil 3- Örnek Bağıl Hız Dağılımı[18]

Difüzyon Oranı, DO

$$DO = \frac{(W_{A \text{ Noktası}})_{\text{Basma Yüzeyi}}}{(W_{B \text{ Noktası}})_{\text{Basma Yüzeyi}}} \quad (8)$$

Boyutsuz Hız Yükleme, ζ

$$\zeta = \left[\frac{W_{Emme} - W_{Basma}}{\frac{1}{2}(W_{Emme} + W_{Basma})} \right]_{EN \text{ BÜYÜK HIZ FARKINDA}} \quad (9)$$

Özgül hızı 1.0 - 1.7 arasındaki pompalar için, DO 0.7'den küçük olmamalı ve ζ 1.0'den az olmalıdır. Bu kurallar bağımsız olarak doğrulanamamakla beraber, tecrübe ile gelen ve genel olarak kullanılan yaklaşımlardır. Ayrıca kavitasyon önemli bir sorun oluşturuyor ise hücum kenarı görece az yüklenmelidir. Bağlı hız birçok tasarım yaklaşımında doğrusal olarak azaldığı varsayımı ile tasarım yapılmaktadır. Halbuki çarktaki akışta bağlı hızın düşünülenden farklı olduğu görülmektedir (**Şekil 6**).

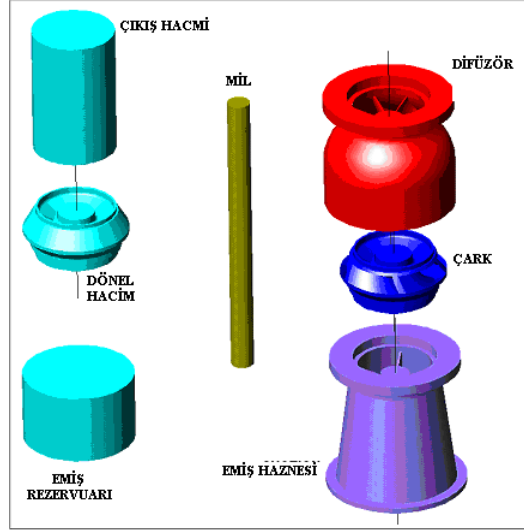
3. HAD ANALİZİ

Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımları birçok turbomakinanın tasarımında kullanılmaktadır. HAD yazılımları kullanıcıya önemli avantajlar sunmaktadır. Bu avantajlar iç akışları analiz imkanı vermesi, değişik tasarımları etkin bir şekilde karşılaştırabilme olanağı, tasarım sürecini kısaltması, ürüne ait prototip sayısını azaltması ve maliyetleri önemli ölçüde azaltmasıdır. Bu nedenle akışta meydana gelen tasarımsal problemler ilk aşamalarda tespit edilebilmekte ve HAD sonuçları yardımı ile ürünün yeniden tasarımı mümkün olmaktadır.

Üretilen pompanın testi yapıldıktan sonra, test sonuçları HAD sonuçları ile karşılaştırılır ve pompaya ait özgül hız, debi ve geometrik özelliklerine göre bir korelasyona (bağıntıya) varılır. Sayısal deney sonuçları böylece daha sonraki tasarımlar için bir veritabanı oluşturur. Pompanın iç akış analizi çark kanatları üzerinde basınç ve hız dağılımları incelenerek yapılmakta ve pompa içine akım çizgileri konularak akışın izlediği yol gözlemlenmekte, pompaya ait debi-basma yüksekliği, debi-verim karakteristikleri elde edilmektedir. Özetle, pompanın üretimi yapılma-
dan önce sayısal deneyler ile tasarım tamamlanmakta ve bilgisayar ortamında performans analizi yapılmaktadır.

Bu çalışmada pompanın iç akış analizini yapmak üzere CFdesign yazılımı kullanılmıştır. Yazılım, SIMPLE-R (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations Revised) algoritmasını ve sonlu elemanlar yöntemini kullanmaktadır. Analizlerde akış sıkıştırılmaz kabul edilmiştir ve k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Pompa boyutlarına göre çok küçük olan boşluklar, aralıklar kapatılarak analizin daha durağan (stabil) olması, daha az sayısal ağ elemanı kullanılması ve yakınsama göstermesi sağlanmıştır. Sayısal ağda kullanılan eleman sayısı, iterasyon sayısı, geometrik modelin karmaşıklığı (yapısı) ve işlemcinin saat hızı analiz süresini, RAM miktarı ise kullanılabilecek azami sayısal ağ eleman sayısını belirlemektedir.

HAD analizine geçmeden önce ilk aşama pompanın katı modelinin oluşturulmasıdır (**Şekil 4**). Bu amaçla Mechanical Desktop 2007 yazılımı kullanılmıştır. Üretilcek pompanın bire bir özellikteki modelinin katı modeli hazırlanır. Çark, çanak, emiş ve milin dışında emişte ve çıkışta su hacimleri oluşturulur. Dikkat edilmesi gereken nokta katı modelin temiz ve analiz sırasında sorun çıkarmayacak basitlikte olmasıdır. Çarkın etrafına çarkla birlikte dönecek olan dönel alan oluşturmuştur (Dönel hacmin sabit 2900 d/d ile döndüğü kabul edilmiştir). Kaçak debinin izlediği hacimler kapatılarak hacimsel verimin % 100 olduğu kabulü yapılmıştır.



Şekil 4- Analizlerde Kullanılan Katı Modeller

Pompa modeli CFdesign içerisinde açıldıktan sonra gerekli sınır koşulları tanımlanmıştır (çıkışta debi, girişte sıfır efektif basınç). Katı modelden gelen hacimlere ilgili malzemeler atanmış, pompa modeli çark, dönel hacim, çanak, emiş hacmi, çıkış hacmi ve emiş rezervuarı olmak üzere inceden kabaya doğru sayısal ağ ile örülmüştür. Analiz yakınsama grafiği üzerinden ve analiz sonrasında iterasyon-pompa karakteristikleri grafikleri çizdirilerek analizin yakınsama eğilimi incelenmiştir.

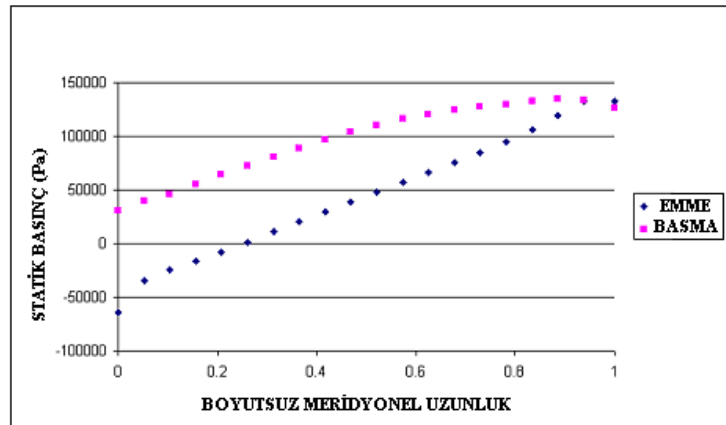
Çözümler sırasında çark kanadı dönme (tarama) açısı ve çark çıkış açısının etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. En iyi verim noktası, pompa basma yüksekliği, pompa verimi ve üretilebilme özellikleri göz önüne alınarak çeşitli tasarımlar arasından en uygunu seçilmiştir. Ayrıca HAD sonuçları yardımı ile hız yüklemesi, difüzyon oranı, kanat üzerindeki basınç ve hız dağılımları incelenmiştir. Basma yüksekliği denklem 10, pompaya ait hidrolik verim denklem 11, pompa verimi ise denklem 12 ile hesaplanmıştır. Tasarımdan gelen akım çizgileri CFdesign içerisine atılarak mutlak hız, meridyonel hız, bağıl hız, teğetsel hız bileşenleri incelenmiştir. Bu amaçla kartezyen koordinatlardaki hız bileşenleri silindirik koordinatlara çevrilmiştir.

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{ÇIKIŞ}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{GİRİŞ}} \quad (10)$$

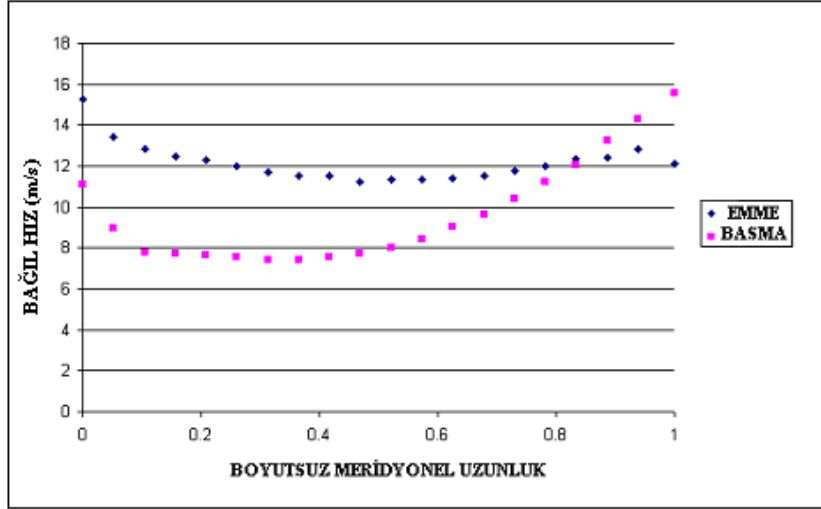
$$\eta_H = \rho g Q H / \omega \cdot M \quad (11)$$

$$\eta_{\text{Pompa}} = \eta_H \eta_V \eta_M \quad (12)$$

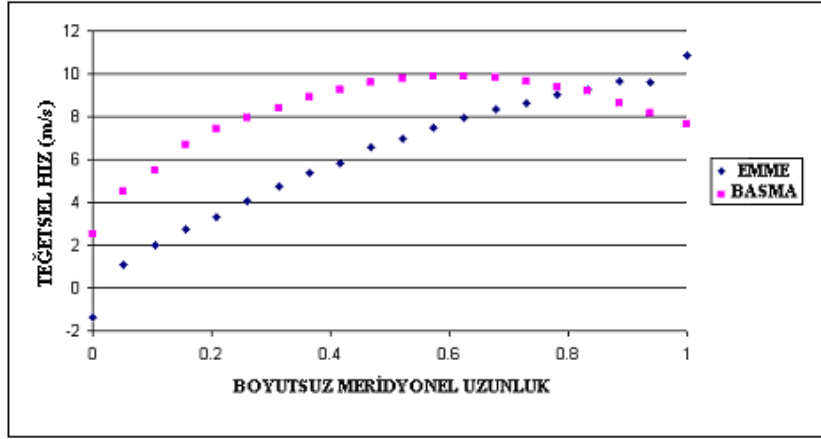
Pompanın tasarım noktasındaki analiz sonuçları için orta akım çizgisi üzerinde elde edilen dağılımlar Şekil 5, Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8’de verilmektedir.



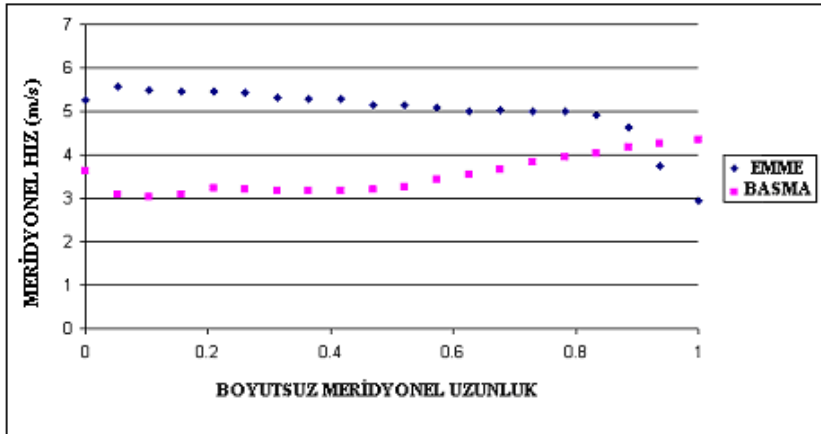
Şekil 5- Orta Akım Çizgisi Üzerinde Basınç Dağılımı



Şekil 6- Orta Akım Çizgisi Üzerinde Bağlı Hız Dağılımı



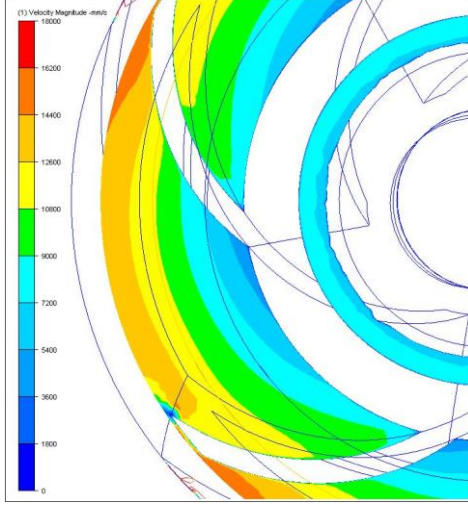
Şekil 7- Orta Akım Çizgisi Üzerinde Teğetsel Hız Dağılımı



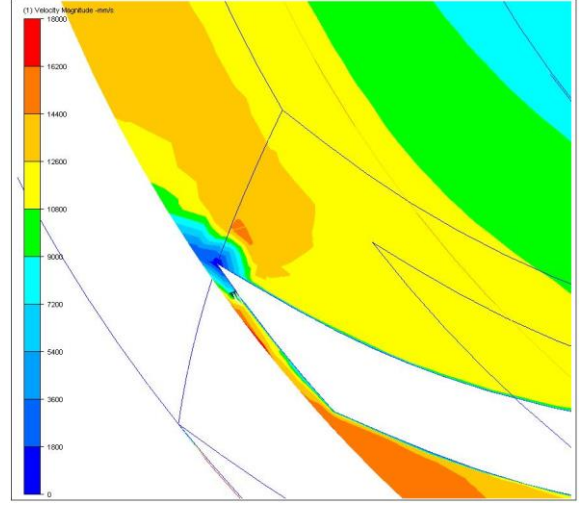
Şekil 8- Orta Akım Çizgisi Üzerinde Meridyonel Hız Dağılımı

Görüldüğü üzere çark pompanın ürettiği basıncın büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Basıncın belli bir bölümü de çanakta meydana gelen difüzyon nedeniyle oluşmaktadır. Çarkın girişinde emme yüzeyinde negatif basınç oluşumu gözlenmektedir. Bu nedenle ilk çarkın kavitasyona uğramaması için pompa negatif geometrik yükseklikte monte edilmelidir (çalışmalıdır). Pompa içerisinde herhangi bir geri akışa rastlanmamaktadır. Çarkta difüzyonun gerçekleşmediği, giriş ve çıkıştaki bağlı hızların hemen hemen aynı olduğu gözlemlenmektedir. İkincil akışlar ve dolayısıyla Coriolis kuvvetleri nedeniyle çark çıkışında basma yüzeyindeki bağlı hızın emme yüzeyindekinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu oluşumda emme yüzeyinde bulunan durma noktasının da etkisi bulunmaktadır.

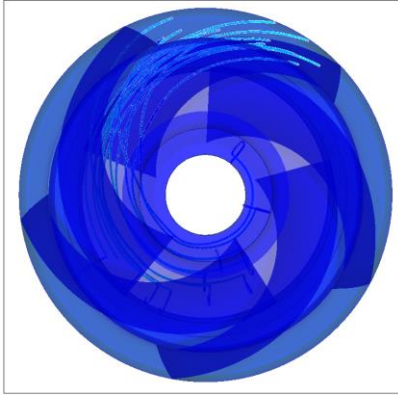
Pompa içerisindeki akış, akım çizgileri ve vektörleri ile de gözlemlenebilir. **Şekil 11, Şekil 12 Şekil 13**'te çanak çıkışındaki ikincil akışlar belirgin olarak görülmektedir, ancak geri akış ve sınır tabaka ayrılmalarına rastlanmamıştır (**Şekil 14**). Akışkanın dönme hareketi çanaktan çıktıktan sonra da devam etmektedir. Bu nedenle dönme hareketini sönmekle amacıyla çanak boyunun uzatılması ya da çanak kanadının dönme açısının artırılması bir sonraki aşamada revizyon olarak düşünülebilir. Fakat, sürtünme kayıplarının artacağı ve basma yüksekliğinin azalacağı ise unutulmamalıdır. Pompa genelindeki statik basınç değişimi son iterasyon için **Şekil 15**'te verilmiştir.



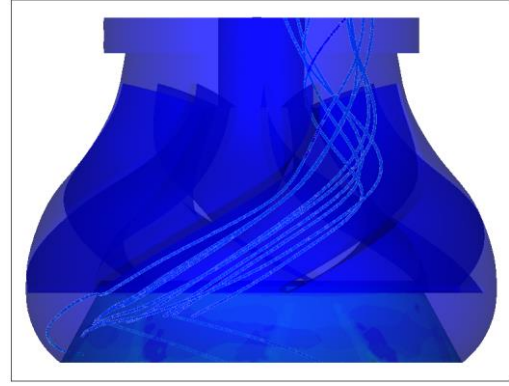
Şekil 9- Çark Çıkışında Orta Kesitte Bağlı Hız Eş Eğrileri



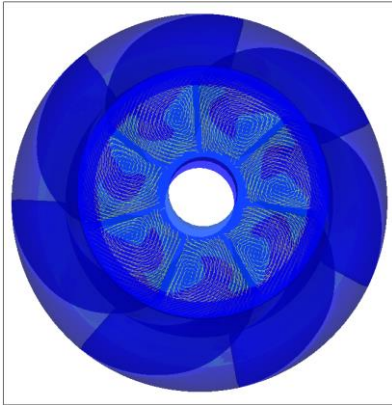
Şekil 10- Emme Yüzeyindeki Durma Noktası



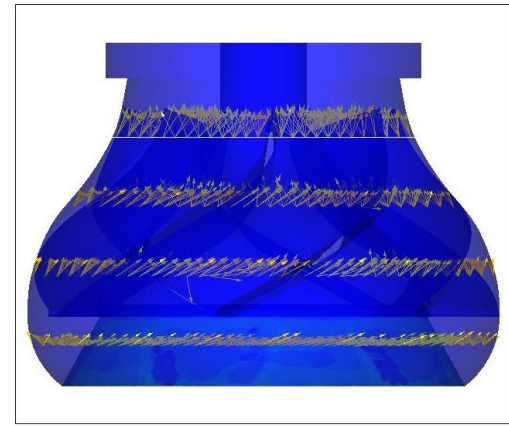
Şekil 11- Çark İçerisindeki Akım Çizgileri



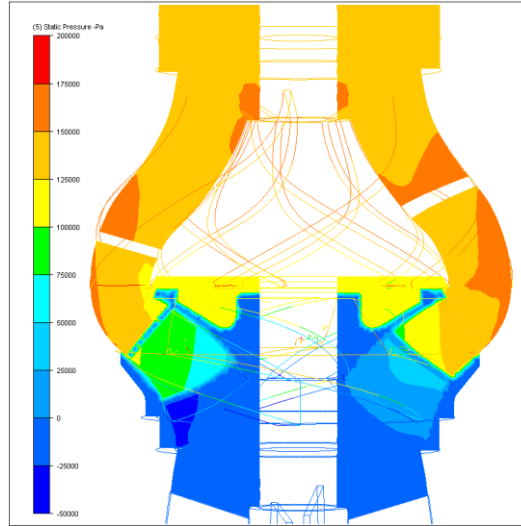
Şekil 12- Difüzör İçerisindeki Akım Çizgileri



Şekil 13- Difüzör Çıkışında İkincil Akışların Oluşumu



Şekil 14- Difüzör İçerisindeki Çeşitli Kesitlerdeki Hız Vektörleri



Şekil 15- Pompa İçerisindeki Statik Basınç Dağılımı

4. SONUÇ

Çark tasarımı; meridyonel profil oluşturma, kanat giriş ve çıkış açılarının hesaplanması ve hücum kenarından firar kenarına kanat formunun tayini olarak üç ana maddede ele alınabilir. Meridyonel profil oluşturulurken debi ve basınç katsayısının kullanımı pompanın en iyi verim noktası ve basma yüksekliğinin belirlenmesinde önemli rol oynar. Çark kanat çıkış açısı ve meridyonel profil kesit alanları da pompa performansını etkileyen diğer değişkenlerdir. Tasarlanan ve HAD analizi yapılan pompa;

Orta akım çizgisi üzerinde difüzyon oranı,

$$DO = W_{\min} / W_{\text{inlet}} = 7.4 / 11.1 = 0.67$$

Hız yüklenmesi $\dot{m} = 0.1$,

$$\zeta = \left[\frac{W_{SS} - W_{PS}}{\frac{1}{2}(W_{SS} + W_{PS})} \right] = \frac{12.8 - 7.8}{0.5(12.8 + 7.8)} = 0.49$$

olarak hesaplanmış ve tavsiye edilen değerler içinde bulunmuştur.

Özetle, meridyonel profilin oluşturulması pompa tasarımının önemli bir adımıdır. HAD kullanılması ve sayısal deney yaparak tasarlanan pompanın performans değerlerinin elde edilmesi, pompa protopinin üretilmesinden önce tasarım düzeltmelerine ve tasarlanan pompanın performansının iyileştirilmesini sağlamaktadır. Sonuç olarak, pompa tasarımında HAD kullanımı ile prototip maliyetleri azaltılmış, ileriki tasarımlar için bilgi birikimi sağlanmış olmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] CFdesign user's guide version 9.0 (2006) Blue Ridge Numerics, Inc., Charlottesville.
- [2] Cirit, A. (2007) Design and performance evaluation of mixed flow pumps by numerical experimentation and axial thrust investigation. Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ, Ankara
- [3] Pfleiderer, C., Petermann, H. (1978) Akım makinaları. Çeviren Edis K., Tekin Y., İTÜ Makina Fakültesi Yayını, İstanbul
- [4] Spring, H. (1992) Affordable quasi three-dimensional inverse design method for pump impellers, U.S.A.
- [5] Spring, H. (1993) Judge the pump hydraulic design through numbers before you buy, U.S.A.
- [6] Tuzson, J. (2000) Centrifugal pump design, John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
- [7] Westra, R. (2005) An inverse design method for centrifugal pump impellers. University of Twente, The Netherlands.
- [8] Zangeneh, M. (1999) On the role of three dimensional inverse design methods in turbomachinery shape optimization, Proc.Instn.Mech.Eng., Vol. 213, Part C

SUMMARY

Design of a Pump is Started with a Desired Performance Values

In conventional production process of a pump is followed by design, manufacturing of core boxes, casting, production of parts and finally for the verification the testing. For the high capacity, big pumps over mainly 24", for the verification of the design, scaled models are produced. According to the test results, the design is revised or the results are acceptable, the prototype production is started. Verification is very important for the designer.

Developments on computer solutions, CFD programs were started on verification as an office work. Now, after design can be numerically tested in design office before the model or prototype production. Designer can revise the design or send it to the production.

For design improvements, CFD tools are also very helpful for the designer.

According to the pump types and the program used for CFD analysis, the correlations have to be done numerical and real test results. It is a continuous processes for a pump design office to create its own know-how.

Pump design process requires remarkable experience and a library having sufficient capacity of sources about the specific speed, dimension and geometry features of the pumps. Being experienced in design and empirical correlations are still important for the pump design. Internal flow problems inside the pumps can be detected in the preliminary stages of the design, re-design period can be processed easier and the pump design period can be shortened as much as possible. Today, numerical experimentation of the pumps is one of the most important stages of the design period. In this study, a mixed flow type vertical turbine pump design is investigated with its numerical experimentation techniques.

KARIŞIK AKIŞLI POMPALARDA EKSENEL YÜK İNCELEMESİ

Ali CİRİT

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Onur KONURALP

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Ramazan ÖZCAN

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Mehmet BEYAZÇİÇEK

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Kahraman ALBAYRAK

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Bu çalışmada, pompa mili üzerindeki eksenel yükü azaltmak amacıyla kullanılan dengeleme halkası ve dengeleme deliklerinin pompa üzerindeki etkileri incelenmiştir. Pompa mili üzerinde oluşan eksenel yük özel tasarlanmış eksenel yük ölçüm sistemi ile tüm çalışma aralığı boyunca ölçülmüştür. Çarkların arka tarafına açılan değişik çaptaki dengeleme deliklerinin pompa performansı ve eksenel yük üzerine olan etkileri gözlemlenmiştir. Test sonuçları değişik eksenel yük hesaplama yaklaşımları ve sayısal deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

1. GİRİŞ

Eksenel yük, mil üzerinde eksenel yönde oluşan toplam kuvvete verilen addır. Bu kuvvetin etkiye yönü pompanın çalıştırma anında (demeraj) basma yönünde, sonrasında pompa çalışırken ise emme yönündedir[1]. Eksenel yükü meydana getiren en önemli neden çarkın ön ve arka yüzünde meydana gelen basınç farkı ile emme yönünde oluşan hidrostatik kuvvettir. Çark kanatları üzerine etkiyen kuvvetler ve akışkanın eksenel yöndeki momentum değişimi hidrostatik kuvvete göre küçük olduklarından ihmal edilebilir. Bu nedenle, eksenel yükün pompanın basma yüksekliği ile birlikte orantılı olarak arttığı kabulü yapılabilir[2].

Eksenel yük, tahrik ünitesi bileşenleri ya da başka bir itme bileşeni (trast asamblesi) yardımı ile dengelenir. Tahrik ünitesinin tipi eksenel yükün dengelemesinde belirleyici rol oynar. Dik milli pompa uygulamalarında ilk kullanılan elektrik motoru olan dik dolu milli motorlar (VSS-V1), eksenel yükü dengelemek için sınırlı kapasiteye sahiptir. Bu nedenle V1 motorlarla birlikte itme dengeleme bileşenleri (trast dengeleme bileşenleri) kullanılmaktadır. Dik boş milli motorların (VHS) geliştirilmesi ile birlikte V1 motorların kullanımı giderek azalmıştır. VHS motorlar yüksek kapasiteli itme (trast) rulmanlarına sahiptir. Buna rağmen, VHS motorların da itme (trast) kapasiteleri sınırlıdır. Bu nedenle, yüksek debi ve basma yüksekliğine sahip pompa uygulamalarında, hidrostatik kuvvetler nedeniyle oluşan yüksek eksenel itmeleri (trastları) karşılamak amacıyla V1 motorlar itme bileşenleri (trast asamblesi) ile birlikte kullanılmaktadır.

Eksenel yükleri dengelemek için kullanılan rulmanların ise sınırlı ömrü bulunmaktadır. Rulmanların dinamik yük kapasiteleri, rulmanda herhangi bir sorun meydana gelmeden yapılan dönüş sayısı ya da çalışma ömrü ile ifade edilir. Rulmanın yararlı ömrü, belirli bir dönme hızında, rulman üzerine etkiyen yükün kübü ile ters orantılıdır. Örneğin, eksenel yükte meydana gelecek % 50 azalma rulman ömrünü 8 katına çıkaracaktır[3]. Öte yandan, maliyeti düşürmek amacıyla azalan eksenel yüklerle beraber düşük kapasiteli rulman kullanılabilir. Eksenel yükün azalmasıyla beraber rulmanlarda meydana gelen kayıplar da azalacaktır. Dolayısıyla, azalan eksenel yüklerle beraber pompanın mekanik verimi artacaktır. Dönme hızı, çalışma (ortam) sıcaklığı, yağlama tipi ve rulman boyutları ise rulmanlardaki kayıpları belirleyen diğer faktörlerdir[3].

Özetle, yüksek eksenel yükler nedeniyle rulmanlarda sıcaklık artışı, kısa rulman ömrü, mil arızaları ve mekanik verimde düşme yaşanır. Bu nedenle, büyük çaplı mil ve yüksek eksenel yük kapasitesine sahip rulmanlar kullanmamak

için eksenel yük kabul edilebilir düzeye çekilmelidir. Bu, aynı zamanda pompanın yatırım maliyetini düşürmek için gereklidir.

2. EKSENEL YÜK HESAPLAMALARINDA KULLANILAN YAKLAŞIMLAR

Eksenel yük çeşitli referanslarda belirtilen yöntemlerle hesaplanabilir. Pompa içindeki akışın karışık yapısı nedeniyle tam olarak hesaplanması oldukça zordur. Emme yönündeki itmenin (trastın) yanı sıra, çarklara eksenel yönde giren ve yarı eksenel yönde çıkan akışkanın momentum değişimi eksenel yükte azalma meydana getirir. Aşağıda eksenel yükü hesaplamada kullanılan ve deneysel sonuçlara dayanan bazı yöntemlere yer verilmiştir.

a. Dicmas, [3], itme (trast) katsayısı hesaplamak amacıyla ampirik bir formül önermiştir. İtme (trast) katsayısı K_T Denklem (1) ile hesaplanmaktadır.

$$K_T = C \cdot \rho \cdot A \quad (1)$$

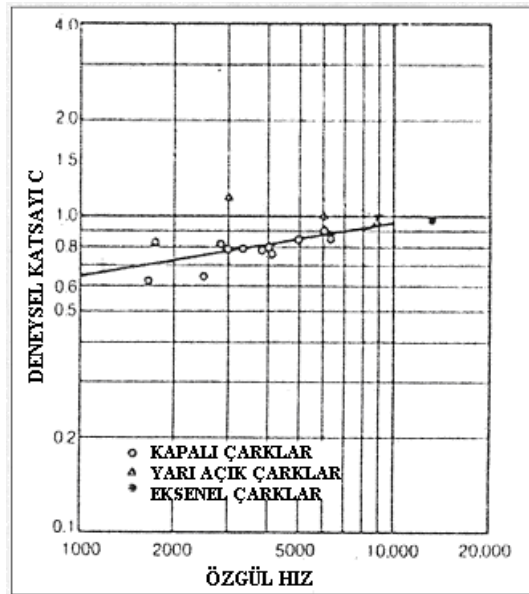
C pompanın özgül hızına göre değişen deneysel katsayıdır ve **Şekil 1**'de gösterilmektedir (Şekilde özgül hız İngiliz birimleri ile hesaplanmıştır). Çarkların arka yüzünde yüksek basınca maruz kalan alanı azaltmak amacıyla dengeleme halkası kullanıldığında denklem 1'de A yerine A' kullanılır, [3].

$$A = \frac{\pi}{4} [D_1^2 - D_{mil}^2] \quad (2)$$

$$A' = \frac{\pi}{4} [D_1^2 - D_{halka}^2] \quad (3)$$

Toplam eksenel yük pompanın çalışma noktasındaki basma yüksekliği (H) ile itme (trast) katsayısının çarpılması ile bulunur.

$$T = K_T \cdot H \quad (4)$$



Şekil 1- Deneysel Katsayı C, [3]

b. Lazarkiewicz ve Troskolański, [4], çarkın arka yüzündeki basınç dağılımının merkezi çark eksenine ile çakışan bir paraboloid olduğunu söylemiştir (**Şekil 3**) Herhangi bir yarıçaptaki $U = \omega \cdot r$ hızına sahip dairesel alan üzerindeki basma yüksekliği, h,

$$h = H_P - \frac{\left(\frac{U_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{U}{2}\right)^2}{2 \cdot g} = H_P - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} (r_2^2 - r^2) \quad (5)$$

H_P , çark çıkışındaki statik basma yüksekliğidir.
Statik basma yüksekliği artışı aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

$$H_P \approx \eta'_h \cdot H_{th} \cdot \left(1 - \frac{g H_{th}}{2 U_2^2}\right) \quad (6)$$

H_{th} , teorik basma yüksekliğidir.

Çarkın arka yüzüne etkileyen T_1 kuvveti aşağıdaki denklem ile hesaplanır:

$$T_1 = \rho \cdot g \cdot \int_{r_{rod}}^{r_1} 2\pi r \cdot dr \cdot h = 2\pi \cdot \rho \cdot g \cdot \int_{r_{rod}}^{r_1} r \cdot dr \left[H_P - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r^2) \right] \quad (7)$$

İntegrasyondan sonra;

$$\begin{aligned} T_1 &= \pi \rho g \cdot (r_1^2 - r_{mil}^2) \left[H_P - \left(r_2^2 - \frac{r_1^2 + r_{mil}^2}{2} \right) \frac{\omega^2}{8g} \right] = \\ &= \rho g \cdot (A_1 - A_{mil}) \left[H_P - \frac{1}{8} \left(\frac{U_2^2}{g} - \frac{U_1^2 + U_{mil}^2}{2g} \right) \right] \end{aligned} \quad (8)$$

η'_h sadece çarktaki hidrolik kayıpları kapsayan, çarka ait hidrolik verimdir.

Akışın yön değiştirmesi de (momentum değişimi) eksenel (basma yönü) yönde kuvvet oluşturur.

$$T_2 = \rho Q_{çark} (V_0 - V_{m2} \cdot \cos \theta) \quad (9)$$

V_0 , akışkan çark giriş hızı, V_{m2} , akışkan çark çıkış meridyonel hızı olarak adlandırılır. θ ise **Şekil 3**'te gösterilmiştir.

Sonuç olarak bileşke kuvvet T (eksenel yük) emme yönündedir,

$$T = T_1 - T_2 \quad (10)$$

c. KSB, [5], $0.8 \cdot Q_{OPT}$ ve $1.0 \cdot Q_{OPT}$ debileri arasında geçerli olan ve denklem 11 ile hesaplanan bir yaklaşımda bulunmuştur.

$$T = \alpha \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi D_{2A}^2}{4} \quad (11)$$

H , çalışma noktasındaki basma yüksekliğidir.

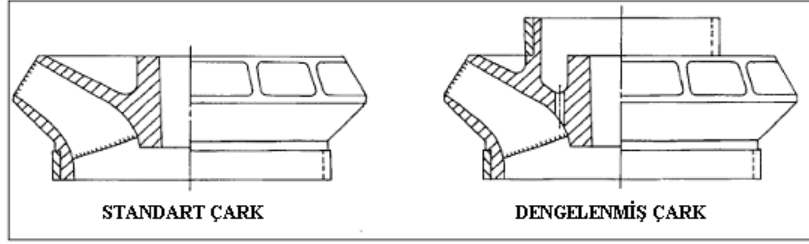
α katsayısı Denklem (12) ile hesaplanır.

$$\alpha = 0.5 \cdot \left(\frac{D_1}{D_{2A}} \right) + 0.09 \quad (12)$$

Dönen ve sabit duran parçalar arasındaki radyal klerans 0.2 mm'den fazla ise eksenel yük T , % 8 artırılmalıdır[5].

Karışık akışlı dik millî pompalarda eksenel yükü dengelemek için kullanılan yöntem, dengeleme halkası ile birlikte çarkın arka yüzünde dengeleme delikleri kullanmaktır (**Şekil 4**) Dengeleme halkaları yüksek basınç etkileyen yüzey alanını azaltır ve eksenel yükte düşmeye sebep olur. Bazı uygulamalarda dengeleme halkası karşısında, sabit parçalar üzerinde aşınma bileziği de kullanılır[7]. Çark üzerine delik açıldığında kaçakları önlemek amacıyla radyal boşluk önem kazanmaktadır. Deliklerden geri dönen kaçak debi ana akışla karşılaşarak ana akışta bozulma yaratır.

Kaçak debi aynı zamanda pompanın hacimsel verimini düşürür. Pompa boyutuna ve çark kanat sayısına bağlı olarak delik sayısı 4'ten 8'e delik çapı 3 mm'den 30 m'ye değişir[4].



Şekil 4- Dengeleme Delikleri ve Dengeleme Halkası[7]

4. TESTLER VE SONUÇLAR

Bu çalışmada, eksenel yük ölçümleri yük hücreleri (load cell) kullanılarak yapılmıştır. Ölçülen büyüklüklere ait belirsizlikler ve salınımlar standartta tanımlanan limitler dahilindedir[8]. Testler değişik çark kombinasyonları ile tüm çalışma aralığında yapılmıştır[6].

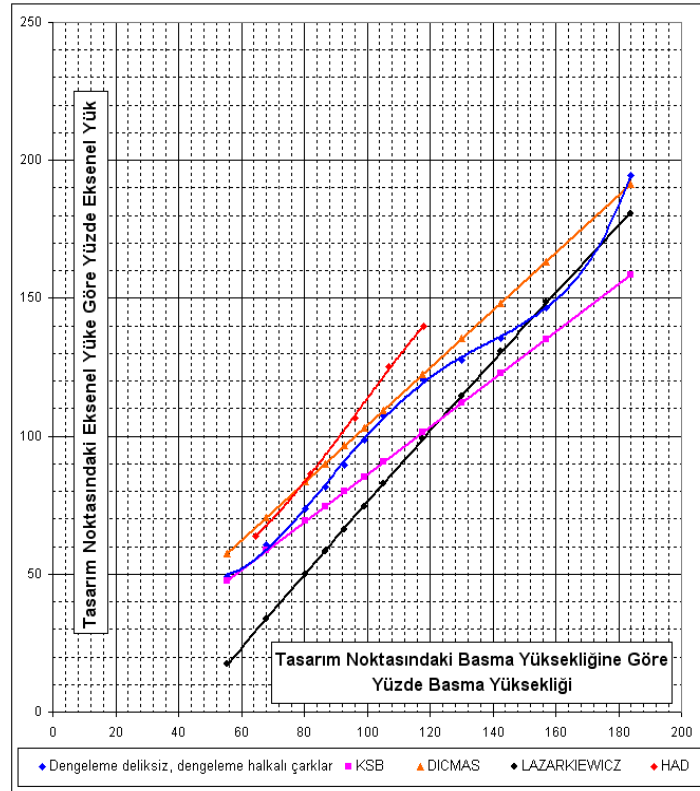
Bu çalışmada eksenel yük ölçümleri, dört ayrı çark kombinasyonu (birleşimi) ile yapılmıştır.

- Dengeleme halkalı ve dengeleme deliksiz çarklar
- Dengeleme halkasız ve dengeleme deliksiz çarklar
- Dengeleme halkalı ve dengeleme delikli çarklar
- Dengeleme halkasız ve dengeleme delikli çarklar

Değişik boyuttaki delikler çarkların arka yüzlerine delinmiştir. Verimdeki düşme ve diğer yapısal-mekanik nedenler en büyük delik çapını belirlemektedir. Testlerden sonra eksenel yük ölçümleri değişik yaklaşımlarla ve sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

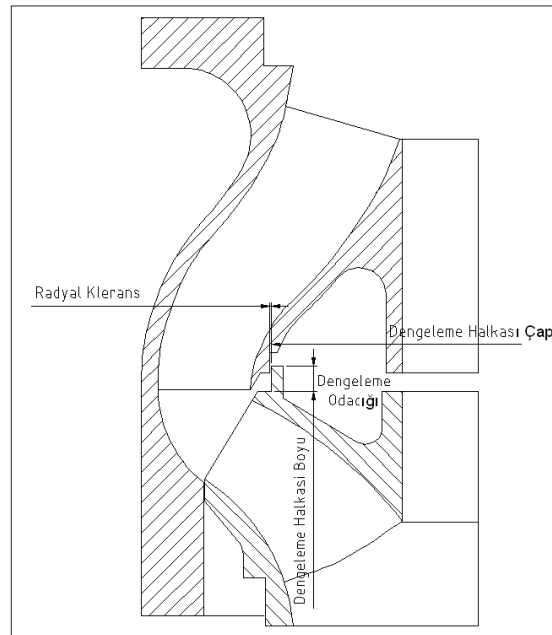
Pompa basma yüksekliği karakteristikleri tüm testlerde oldukça yakın gözükmemektedir. Pompa verimindeki düşme, delik çapları 8 mm'ye kadar arttırıldığında kademeli olarak % 2'ye ulaşmıştır. Büyüyen delik çapları çarkın göbeğine zarar vermeye başladığından, delik çapları 8 mm'den daha fazla arttırılamamıştır[6].

Eksenel yük ölçümlerinde ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile elde edilen sonuçlar, yukarıda bahsedilen hesaplama yaklaşımları ile karşılaştırmalı olarak Şekil 5'te verilmiştir. HAD analizlerinde çarkın ön yanağının olduğu hacme sayısal ağ atılmadığından HAD sonuçları test sonuçlarından yüksek gözükmemektedir[6]. (Tasarım noktasında HAD sonucu test sonucundan % 13 fazladır.)



Şekil 5- Eksenel Yük için Test, Yaklaşımlar ve HAD Karşılaştırmaları [6]

Ölçümlerden sızdırmazlık sağlayan yüzey alanının eksenel yük üzerinde önemli etkiye sahip olduğu anlaşılmıştır. Dolayısıyla eksenel yükü daha da azaltmak amacıyla radyal boşluk azaltılmalı ve dengeleme halkasının boyu artırılmalıdır (Şekil 6). Daha fazla yanal yüzey alanı ile kaçaklar azaltılacak ve dengeleme odacığındaki basınç çarkın içindeki basınca daha çok yaklaşacaktır. Öte yandan, çalışmada kullanılan çarkların modeli üzerinde (dengeleme halkasının boyunun artırılması) değişiklik yapılması ihtiyacı bulunmaktadır. Son olarak, dengeleme halkası olmadan kullanılan dengeleme deliklerinin eksenel yük üzerinde hiçbir etkisi olmadığı görülmüştür[6].



Şekil 6- Dengeleme Halkası Boyutları [6]

KAYNAKLAR

- [1] Karassik, I., Messina, J.P., Cooper, P., Heald, C.C. (2001) Pump handbook third edition, McGraw – Hill Inc., U.S.A.
- [2] Yücel, M. (1999) Development of axial thrust measuring techniques and effects of balancing holes for radial pumps. Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ, Ankara
- [3] Dicmas, J. L. (1987) Vertical turbine, mixed flow and propeller pumps, McGraw – Hill Inc., U.S.A
- [4] Lazarkiewicz, S., Troskolański, A. T. (1965) Impeller pumps, Pergamon Press Ltd., Oxford
- [5] Centrifugal Pump Lexicon (1990) KSB, Germany
- [6] Cirit, A. (2007) Design and performance evaluation of mixed flow pumps by numerical experimentation and axial thrust investigation. Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ, Ankara
- [7] Impeller engineering data, (2007), Johnston Pump Company, USA
- [8] Rotodinamik pompalar – Hidrolik performans kabul deneyleri – Sınıf 1 ve Sınıf 2, TS EN ISO 9906 (2002) Türk Standardları Enstitüsü, Ankara

SUMMARY

Axial Thrust Investigations On Mixed Flow Vertical Turbine Pumps

In this study, effect of balancing holes and balancing ring are investigated in order to reduce axial thrust on the pump shaft. Axial thrust is measured throughout the pump operation using special designed axial thrust measurement system. Balancing holes are drilled at various diameters at the back side of the impellers and its effect is analyzed on the pump performance characteristics. Test results are compared with different approaches.

Axial thrust is the resultant force which occurs in the direction of shaft. Its act of direction is upwards at the start up due to accelerating and entering of water to the impellers and downwards while the pump is operating. Pressure differences between upper and lower surfaces of the impeller cause a force (named as hydrostatic force) whose direction is to the suction of the pump or downwards when the pump is operating in vertical position. This situation also increases the magnitude of the axial thrust. Hydrostatic force acting on the blades of impellers and axial momentum change of the fluid constitute a small amount of axial thrust when compared with hydrostatic forces. Axial thrust which is mainly proportional to head of the pump has several effects on the pump. It causes shafts to elongate. Elongation of shafts changes the position of impellers in the bowls and a second adjusting should be required for impellers. It is the main factor when bearings are selected to compensate these loads.

Balancing holes with balancing ring are used to reduce axial thrust. Pumps are tested with special designed axial thrust measurement system and axial thrust is measured throughout the pump operation. Four main impeller combinations are used during the tests.

- *Impeller with ring and holes are not drilled*
- *Impeller without ring and holes are not drilled*
- *Impeller with ring and holes are drilled*
- *Impeller without ring and holes are drilled*

Different size holes are drilled at the back side of the impeller. Reduction of the efficiency and other structural – mechanical considerations determine the maximum hole diameter. After the tests, axial thrust measurements are compared with theoretical calculations and numerical experimentation results.

Test results for axial thrust measurements are so close to the calculation approaches. Moreover, CFD analyses are not so far away from the test results. Since the leakage path is not meshed, there is no pressure exerted on the front shroud of the impeller. Therefore, CFD results are 13% higher than actual test results on the designed flow rate.

It is seen that from the axial thrust measurements, considerable axial thrust decrease is not observed with balancing holes drilled at the back face of the impeller. This is because lateral surface of the balancing ring is so small to provide sufficient leak proofing of the fluid. Therefore, radial clearance between balancing ring and stationary part should be decreased and length of the balancing ring should be increased. More lateral surface ensures less leakage to the inlet of the impeller from balancing holes and pressure in the balancing chamber is decreased considerably which results in low axial thrust. Finally, it is found that balancing holes do not have any effect on axial thrust without using with balancing ring.

KELEBEK VANALARDA PERFORMANS KATSAYILARININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Mehmet SANDALCI

Gedik Döküm ve Vana Sanayi ve Ticaret A.Ş.

Ebru MANÇUHAN

Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

Emre ALPMAN

Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

Kurtul KÜÇÜKADA

Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

Semin KAYA

Balıkesir Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

ÖZET

Bu çalışmada, vana sektöründe tesisatlarda çabuk açma ve kapama durumları için ideal bir tasarım olan kelebek vanaların DN80 ve DN65 çaplarında farklı akış hızları (2, 3, 4 m/s) farklı disk açma-kapama açılarına ($\theta=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ ve 40°) karşılık gelen akış alan kesirleri ($\phi=\%100, \%82,64, \%65,80, \%50$ ve $\%35,72$) için basınç kaybı (ΔP) ölçülmüştür. Test metodu ANSI/ISA-75.02-1996'da belirtilen şartlara uyularak kurulan test standında ölçümler yapılmıştır. Basınç kaybı değerleri kullanılarak kayıp katsayıları (K) ve debi katsayıları (C_D) hesaplanmıştır. İki farklı çap kelebek vanada, K ve C_D 'nin farklı akış alan kesirlerine göre değişimi, $K = f(\phi)$, $C_D = f(\phi)$ gösterilmiş ve değerler kullanılarak iki korelasyon geliştirilmiştir. Üretici firma veya kullanıcılar bu korelasyonları kullanarak DN80 ve DN65 çaplı kelebek vanaların farklı disk açma-kapama açılarında K ve C_D değerlerini kolayca hesaplayabileceklerdir.

1. GİRİŞ

Endüstriyel uygulamalarda akışkanlar boru sistemlerinde akarken, vanalar ve dirseklerden geçerler. Vanalardan geçerken ani daralma ve genişlemelere maruz kalan akışkan, önemli basınç kayıplarına neden olur. Bu tür kayıplar, özel dirençlerden doğan kayıplar olarak isimlendirilir ve vana akış alanı yüzdesine göre değer alır. Vanalardaki basınç kaybı enerji kaybını artırır, kaviteasyona neden olarak vananın ömrünü kısaltır ve gürültü çalışmasına neden olur. Dolayısıyla tesisatlarda karşılaşmak istemediğimiz fakat uygulamalarda çok sık rastladığımız bu sorunların asıl nedenleri; vana tasarımındaki hatalar, yanlış vana seçimi ve bu vanaların optimum fayda sağlayacak şekilde kullanılamaması olarak sıralanabilir. Dolayısıyla tesisat uygulamalarında kullanılacak vanaların karakteristiğinin iyi bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, açma-kapama performansı yüksek, büyük çaplı borularda kullanımı ve montajı kolay olduğu için uygulamalarda çok kullanılan kelebek vanalardan DN85 ve DN65 seçildi. Amacımız, iki farklı çap vanada farklı akış hızlarında kayıp katsayıları ve debi katsayılarının akış alan kesirlerine göre değişimini deneysel ölçülen basınç kaybı değerlerini kullanarak hesaplamaktır.

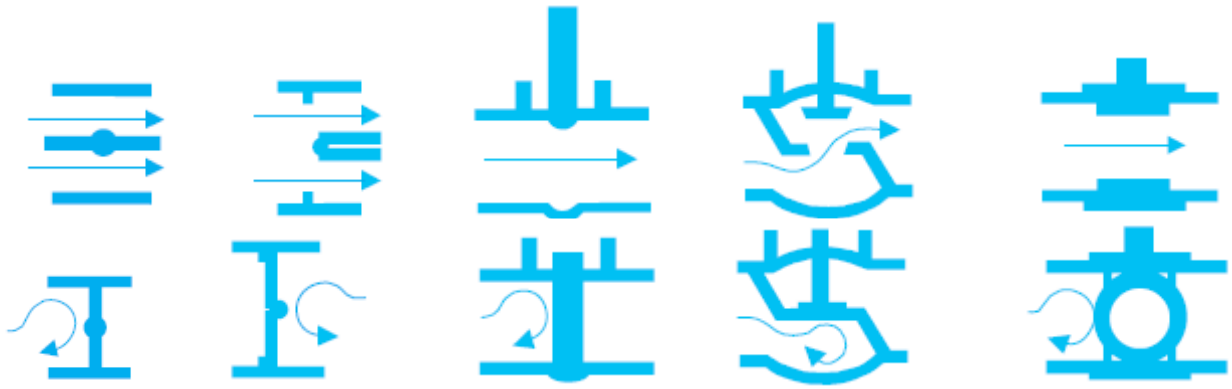
2. VANA TİPLERİ VE ÖZELLİKLERİ

Vanalar akışkanlara yol verme, durdurma, karıştırma, akışkanın yönünü ve/veya miktarını, basınç veya sıcaklığını değiştirme gibi farklı fonksiyonlara sahiptir. Bu fonksiyonları kullanım amacına uygun yerine getirebilmek için farklı özellikte vanalardan en doğru olanı seçmekle mümkün olur (**Şekil 1**). Genelde en çok kullanılan vana tipleri ve özellikleri aşağıda kısaca açıklanmıştır[1,2].

- **Kelebek Vana:** Açma kapama performansı yüksektir, sıkı kapama ve tam sızdırmazlık sağlar. Hassas akış kontrolü ve yüksek basınçlar için uygun değildir. Akışa direnci düşük dolayısıyla basınç kaybı düşüktür. Az

yer kaplaması, hafif olması büyük çaplı borularda kullanım sağlar. Montaj kolaylığı, bakım ve tamir kolaylığından dolayı uzun hizmet ömrü sağlar.

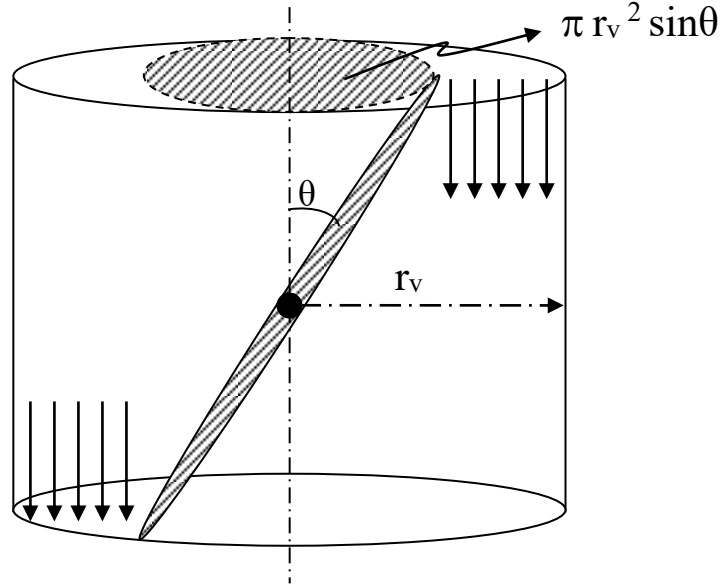
- **Oturmalı Tip Vanalar (Glob Vana):** Oturmalı tip vanalar bir milin ucuna bağlı klape'nin geçiş deliğinin üstüne oturtulması veya kaldırılması ile akışkan geçişini kesip açarak görev yaparlar. Vana içinde akışkanın yön değiştirmesi sonucu yük kaybı fazladır. Akış kesitinin açılmasının lineer olmaması ve yük kaybının fazla olması sebebi ile kontrol vanası olarak kullanılmazlar.
- **Sürgülü Vanalar:** Sürgülü vanalar iki sızdırmazlık halkası arasında geçiş yönüne dik olarak kayan bir diskle (sürgü ile) kapatıp açma görevini yerine getirir. Açıp kapama esnasında fazla kuvvet gerektirmediği için özellikle büyük çaplı vanalar sürgülü tip imal edilirler. Tam açık veya tam kapalı olarak çalışmayı tercih ederler. Hassas akış kontrolü için uygun değildir.
- **Küresel Vanalar:** Küresel vanalar bir milin ucuna yerleştirilmiş esas elemanı, ortasında delik bulunan bir kürenin akışkan geçiş delik ekseninde 90° döndürülmesi ve deliğin geçişe açık veya kapalı konuma getirilmesi ile akışkan geçişini kesip açarak görevlerini yerine getirir. Küresel vanalar çok açılıp kapanan veya çabuk açılıp kapanması istenen yerlerde tam açık veya tam kapalı olarak çalışmayı tercih ederler.
- **Çekvalf:** Çekvalfler, içlerinden geçen akışkanların geri dönüşlerine engel olmak için üretilen armatürlerdir. Otomatik olarak akışkan hareketi ile çalışır. Akışkan bir yönde akarken klape açılarak geçişe izin verir. Ters yönde akış halinde ise klape kapanır. Böylece çekvalfin takıldığı hat üzerinde akış tek yönlü olur. Bu vanalarda tam sızdırmazlık sağlanamaz.



Şekil 1- Vana Tiplerinin (Kelebek, Çek-Valf, Sürgülü, Oturmalı ve Küresel) Açık-Kapalı Pozisyonları [2]

3. KELEBEK VANA

Kelebek vanalar gövde, mil ve disk olmak üzere üç elemandan oluşur. Merkezinde veya eksantrik olarak yataklanmış disk (klape) akışkan geçiş deliği ortasında 90° döndürülerek akışı durdurmak, belli bir yönde akış sağlamak, akışkan kütsel debisi ve basıncını düzenlemek gibi farklı fonksiyonları yerine getirir. Hassas akış kontrolü için uygun değildir. Şekil 2’de görüldüğü gibi kelebek vana diskisi tam açık pozisyonda ($\theta=0^\circ$) iken borudan geçen akışkan debisi maksimumdur. Vana merkezine yataklanmış disk, θ açısı kadar döndürüldüğünde akışkan akışı sınırlanmaya başlar ve θ açısı 90° olduğunda akışkan geçişi tamamıyla kesilir.



Şekil 2- Kelebek Vana Disk Açma-Kapama Pozisyonu Simulasyonu için Geometrik Diyagram

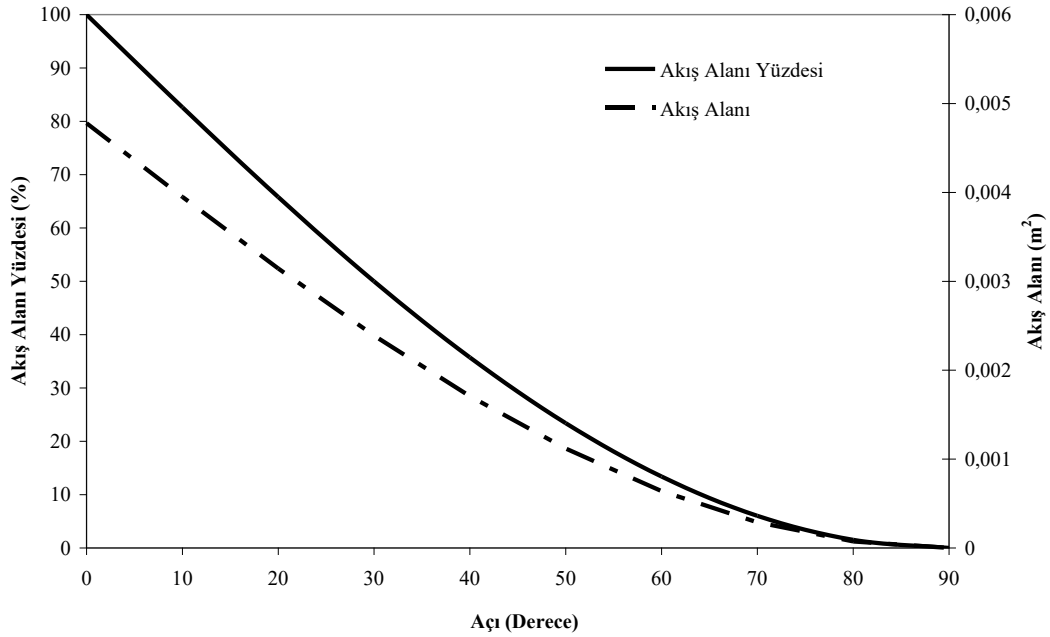
Akışkanın geçtiği vana kesit alanı deklemler (1)'den hesaplanır. Disk θ açısı kadar döndürüldüğünde akışkan akış kesit alanı (A_o) ve akış alanı yüzdesi (ϕ) için denklemler 2 ile 3 kullanılır.

$$A_v = \pi r_v^2 \quad (1)$$

$$A_o = \pi r_v^2 - \pi r_v^2 \sin \theta = \pi r_v^2 (1 - \sin \theta) \quad (2)$$

$$\phi = \frac{A_o}{A_v} \times 100 \quad (3)$$

DN80 kelebek vana diskinin tam açık ($\theta=0^\circ$) pozisyonundan tam kapalı ($\theta=90^\circ$) pozisyona geçişi sırasında her 10° 'lik döndürme açısına göre akışkan akış alanı ve akış alanı yüzdesinin denklemler 2 ve 3 kullanılarak hesaplanan değişimi Şekil 3'te görülebilir[3].



Şekil 3- Kelebek Vana Akış Alanı ve Akış Alanı Yüzdesinin Disk Açısına Karşı Değişimi (DN80)

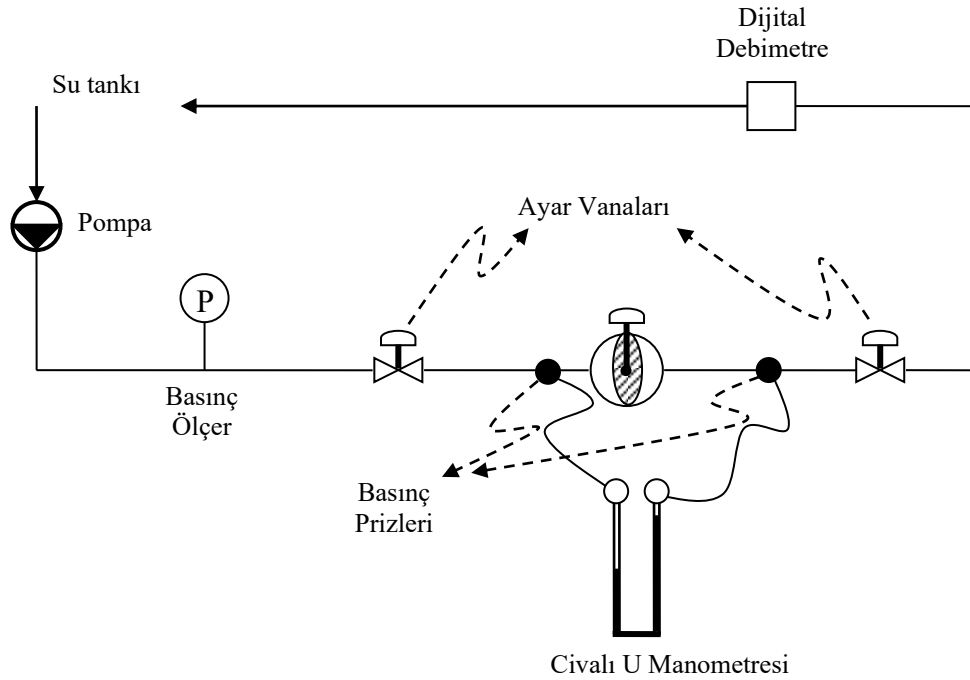
Deneylerde kullandığımız DN80 ve DN65 vanaların disk açısı θ 'nın 5 farklı pozisyonuna (0° , 10° , 20° , 30° , 40° açılara) karşılık gelen akış alanı ve akış alan kesirleri yukarıda verilen denklemlerden hesaplanmış olup **Tablo 1**'de verilmiştir.

Tablo 1- DN80 ve DN65 Vanaların Farklı Disk Açılara Karşılık Gelen Akış Alanı ve Yüzdesi

Açı, θ (Derece)	0	10	20	30	40
Açı, θ (Radyan)	0	$\pi/18$	$\pi/9$	$\pi/6$	$2\pi/9$
DN80 için akış alanı (cm^2)	0,00478	0,00395	0,00314	0,00239	0,00171
DN65 için akış alanı (cm^2)	0,00312	0,002576	0,00205	0,00156	0,00112
Akış alanı yüzdesi (%)	100	82,64	65,80	50	35,72

4. DENEYSEL ÇALIŞMA

Test düzeneği, vana performans test prosedürlerini tanımlayan ANSI/ISA-75.02-1996 ya uygun olarak Standart Pompa firmasının test istasyonunda kurulmuş olup bu düzenek **Şekil 4**'te şematik olarak gösterilmiştir[4]. Ölçümlerde Termo marka, wafer tip DN80 ve DN65 çaplı kelebek vanalar kullanıldı. Test düzeneği için kurulan hat, kapalı bir sistem olup 1000 lt. kapasiteli bir depodaki su 18,5 KW gücündeki Standart marka frekans konvertörlü bir santrifüj pompa kullanılarak sirküle ettirilmektedir. Akışkan akışı, saat yönü tersi yöndedir. Boru hattındaki debiyi kontrol etme amacıyla iki adet Todr&Anderson marka Stad modeli debi ayar vanası ve bu debi değerini ölçerek kontrol eden Krohne marka dijital debimetre kullanılmıştır. Akışkanın test ölçüm bölümü girişindeki basıncı belirlemek için 1 adet Pakkens marka barometre kullanılmış ve 400.000 N/m^2 olarak ölçülmüştür.

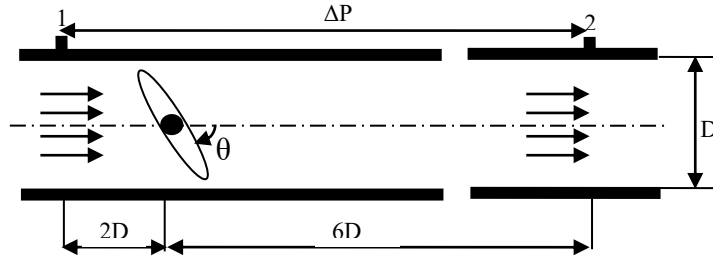


Şekil 4- Deney Düzeneğinin Şematik Olarak Gösterilmesi

Vana performans değerleri (debi ve kayıp katsayısı), denklem 4 ve 5'ten görüleceği üzere basınç farkına bağlıdır. Test edilecek kelebek vanaların (DN80 ve DN65) konumlandırıldığı pozisyonun 2D önünde ve 6D arkasındaki mesafeye yerleştirilmiş iki adet prize yerleştirilen civalı U-Manometre kullanılarak basınç farkı, ΔP , ölçülmüştür (**Şekil 5**). Basınç priz delik çapları $3/8''$ olarak seçildi. DN80 kelebek vananın bağlandığı boru çapı $3''$ DN65'in bağlandığı boru çapı ise $2.5''$ olarak seçilmiştir. Vana diskinin tam açık konumu 0° olup 5 farklı pozisyona (0° , 10° , 20° , 30° , 40°) karşılık gelen akış alanı yüzdesi için 2, 3, 4 m/s akış hızlarında ΔP değerleri ölçüldü. Her bir ölçüm standart ANSI/ISA-75.02-1996'da belirtildiği gibi üçer kez tekrarlandı ve ölçüm sonuçları **Tablo 2**'de verildi[5, 6].

Tablo 2- Değişik Hızlarda ve Değişik Akış Alan Kesirlerinde Ölçülen ΔP mmHg-Değerleri

	DN80					DN65				
Açı (θ)	0	10	20	30	40	0	10	20	30	40
Akış alanı yüzdesi (ϕ)	100,0	82,64	65,80	50	35,72	100	82,64	65,80	50	35,72
Hız (m/s)										
2	25	34	44	95	280	24	27	36	80	216
	24	32	45	94	280	25	29	37	77	221
	26	34	45	95	277	25	28	38	78	218
Ortalama ΔP (mmHg)	25,0	33,3	44,7	94,7	279,0	24,7	28,0	37,0	78,3	218,3
Hız (m/s)										
3	43	58	80	185	535	56	60	81	156	479
	43	56	80	185	525	57	58	80	160	482
	45	57	81	187	535	58	59	79	160	480
Ortalama ΔP (mmHg)	43,7	57,0	80,3	185,7	531,7	57,0	59,0	80,0	158,7	480,3
Hız (m/s)										
4	70	98	140	320	920	90	99	138	297	997
	67	99	141	323	895	91	98	140	295	1000
	70	100	143	324	922	90	100	141	298	998
Ortalama ΔP (mmHg)	69,0	99,0	141,3	322,3	912,3	90,3	99,0	139,7	296,7	998,3

**Şekil 5-** Test Düzeneginde Basınç Farkı Ölçüm Noktaları

5. VANA PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİ BELİRLEYEN KATSAYILAR

Genel olarak bir vananın karakteristiği, üç katsayı ile tanımlanıp değerlendirilir. Birincisi, vananın neden olduğu enerji kaybını tarif eden kayıp katsayısı (K), ikincisi vananın akış geçirme kabiliyetinin bir ölçüsü olan debi katsayısı (C_D) sonuncusu ise kavitasyonun gerçekleştiği koşulları tahmin etmek için kullanılan kavitasyon indeksidir[7]. Bu çalışmada C_D ve K katsayıları DN85 ve DN60 çaplı kelebek vanalar için ölçüm değerleri kullanılarak hesaplanmıştır. Bir tesisat üzerindeki vananın kayıp katsayısı şöyle tanımlanır:

$$K = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2} = \frac{1}{V^2} \frac{2 \Delta P}{\rho} \quad (4)$$

Yukarıdaki denklemde V akışkanın vanaya giriş hızı, ρ akışkanın yoğunluğu, ΔP ise vananın konumlandırıldığı pozisyonun $2D$ önünde ve $6D$ arkasındaki mesafeye yerleştirilmiş iki adet priz kullanılarak ölçülen basınç kaybıdır.

Debi katsayısı standart sıcaklıkta birim basınç düşmesine karşılık gelen akışkanın debisi olarak aşağıdaki bağıntı ile tanımlanır.

$$C_D = Q \left(\frac{\Delta p_0}{\Delta p} \frac{\rho}{\rho_0} \right)^{1/2} \quad (5)$$

Debi katsayısı konu ile ilgili yayınlarda genellikle gal (U. S.)/dak biriminde verilir. Belirli bir vana açıklığında, 60°F sıcaklıkta, 1 psi basınç kaybına eşdeğer akışkan debisi olarak değişik vana üreticileri tarafından verilir. Yukarıdaki denklemde referans basınç kaybı, Δp_0 , 1 psi, ρ/ρ_0 is 1 olarak alındığında aşağıdaki denklem elde edilir.

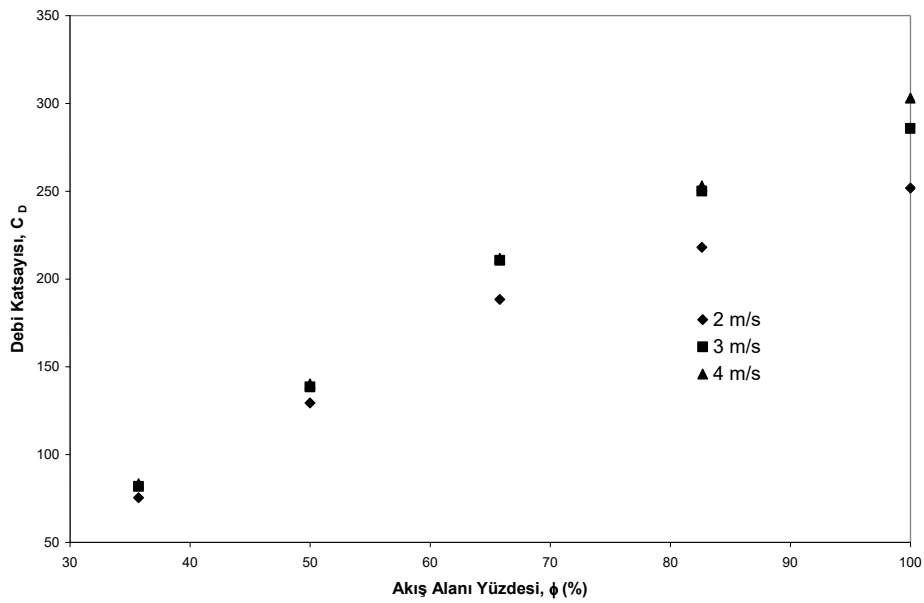
$$C_D = Q \left(\frac{I}{\Delta p} \right)^{1/2} \quad (6)$$

Denklemden akışkan debisi, Q, U. S. gal/dak ve ölçülen basınç kaybı, Δp , psi birimlerinde kullanıldığında debi katsayısı, C_D , gal/dak biriminde bulunur.

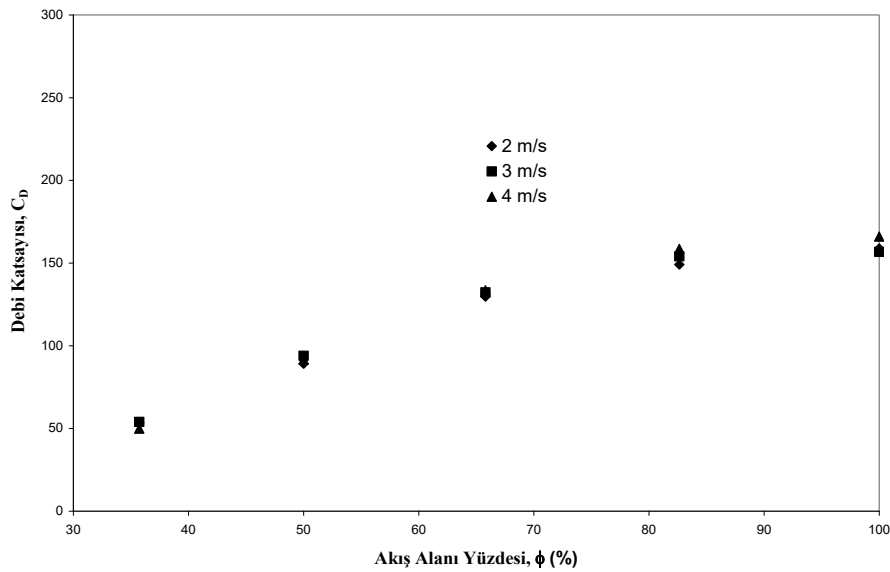
6. ÖLÇÜM SONUÇLARI VE TARTIŞMA

6.1. Debi Katsayısı

Vanalarda akış geçirme kabiliyetinin bir ölçüsü olan debi katsayısı, C_D , denklem 5’de tanımlanmıştır. Ölçülen basınç farkı ve 3 farklı hızdan hesaplanan hacimsel debi kullanılarak bulunan C_D ’nin disk açısı θ ’nın 5 farklı pozisyonuna (0° , 10° , 20° , 30° , 40° açılarına) karşılık gelen akış alanı yüzdesine göre değişimi **Şekil 6** ve **Şekil 7**’de görülmektedir. Akış alanı yüzdesi arttıkça DN80’de hızın etkisi belirginleşirken DN65 hız artışından fazla etkilenmediği gözlemlendi. DN80’de akış alanı yüzdesi yaklaşık olarak % 75’in ($\theta=30^\circ$) altında ise hızın etkisi ihmal edilebilir.

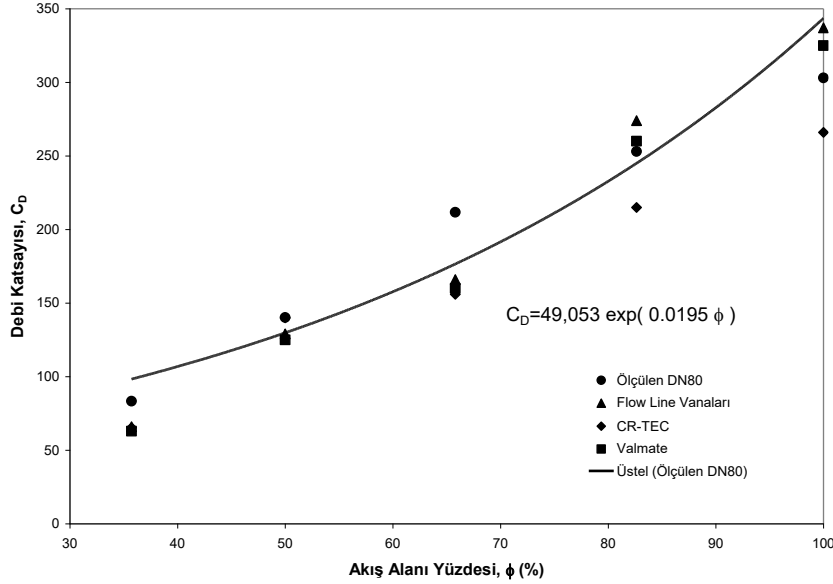


Şekil 6- DN80 için Değişik Hızlarda ve Akış Alanı Yüzdelerinde C_D (gal/dak) Değerleri

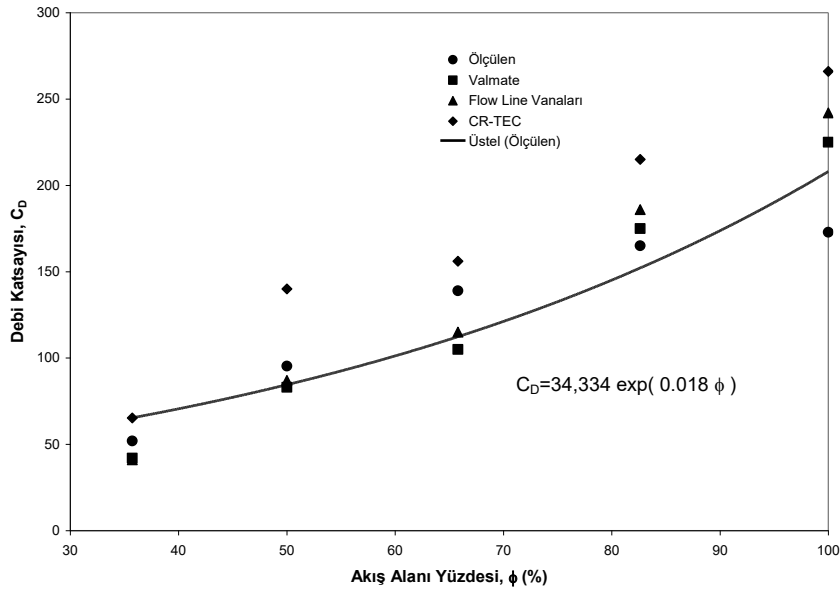


Şekil 7- DN65 için Değişik Hızlarda ve Akış Alanı Yüzdelerinde C_D (gal/dak) Değerleri

Debi katsayısının akış alanı yüzdesine bağlı artışı lineer değil üstel fonksiyondur. DN80 için 4 m/s hızda ölçülen C_D değerlerine uygun olan eğrinin denklemi $C_D = 49,053 \exp(0,0195\phi)$ Şekil 8’den elde edilir. Şekil 9’dan elde edilen eğri denklemi $C_D = 34,334 \exp(0,018\phi)$ DN65 için uygundur. Ölçülen değerlerden hesaplanan C_D ile 3 farklı üretici firmanın DN80 ve DN65 için vermiş olduğu C_D değerleri arasındaki hata, akış alanı yüzdesi arttıkça artmaktadır [8, 9, 10].



Şekil 8- DN80 için 4 m/s Hızda Ölçülen C_D (gal/dak) Değerlerinin Diğer Kaynaklardaki Değerlerle Karşılaştırılması

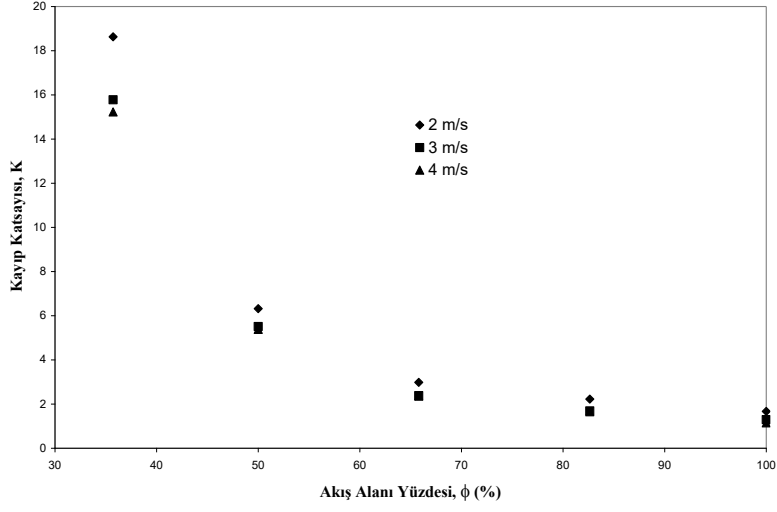


Şekil 9- DN65 için 4 m/s Hızda Ölçülen C_D (gal/dak) Değerlerinin Diğer Kaynaklardaki Değerlerle Karşılaştırılması

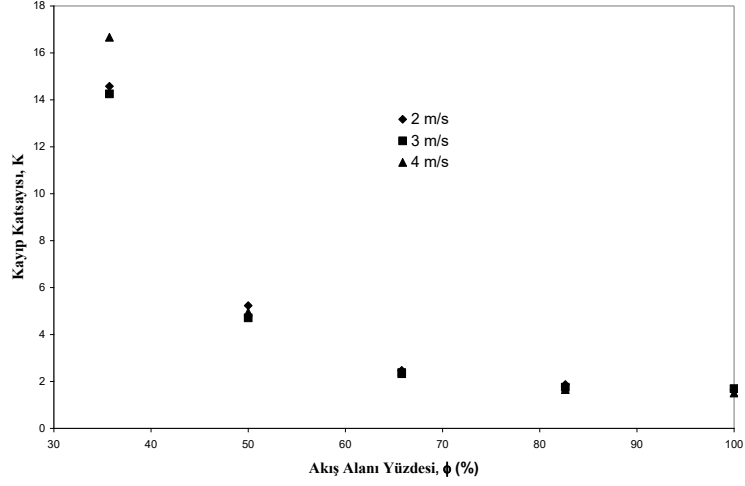
6.2. Kayıp Katsayısı

Akışkanlar vanalardan geçerken oluşan enerji kaybını tarif eden kayıp katsayısı denklem 4’de tanımlanmıştır. Ölçülen basınç farkı ve 3 farklı hızdan hesaplanan hacimsel debi kullanılarak bulunan K ’nın disk açısı θ ’nın 5 farklı pozisyonuna (0° , 10° , 20° , 30° , 40° açılarına) karşılık gelen akış alanı yüzdesine göre değişimi Şekil 10 ve Şekil 11’de görülmektedir. Kayıp katsayısının vanadan geçen akışkan debisinden etkilenmediği fakat kelebek vana disk açısındaki değişimden etkilendiği gözlemlendi. Disk açısı kısmi kapalıdan ($\theta=40^\circ$) tam açık ($\theta=0^\circ$) pozisyona yaklaştıkça K değeri azalmaktadır. DN80 için 4 m/s hızda ölçülen K değerlerine uygun olan eğrinin denklemi $K = 107413 \phi^{-2,5135}$ Şekil

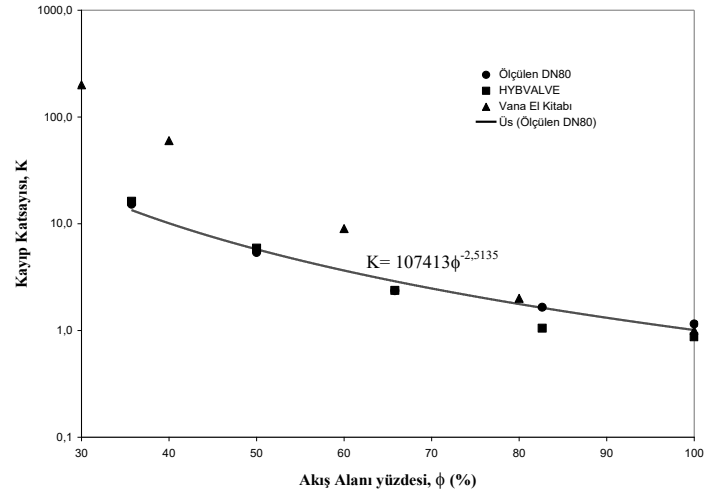
12'den elde edilir. DN65 için Şekil 13'ten elde edilen eğri denklemi $K = 6337 \phi^{-2,3732}$ uygundur. Akış alanı yüzdesi azaldıkça yani disk açma-kapama açısı, θ , arttıkça DN80 ve DN65 için 4 m/s hızda ölçülen değerlerden hesaplanan K ile literatürde mevcut değerler arasında farklılık görüldü[8-12].



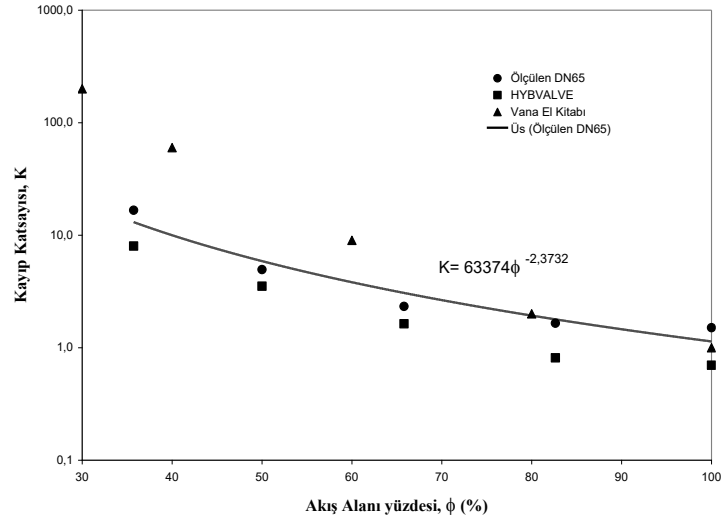
Şekil 10- DN80 için Değişik Hızlarda ve Akış Alan Kesirlerinde K Değerleri



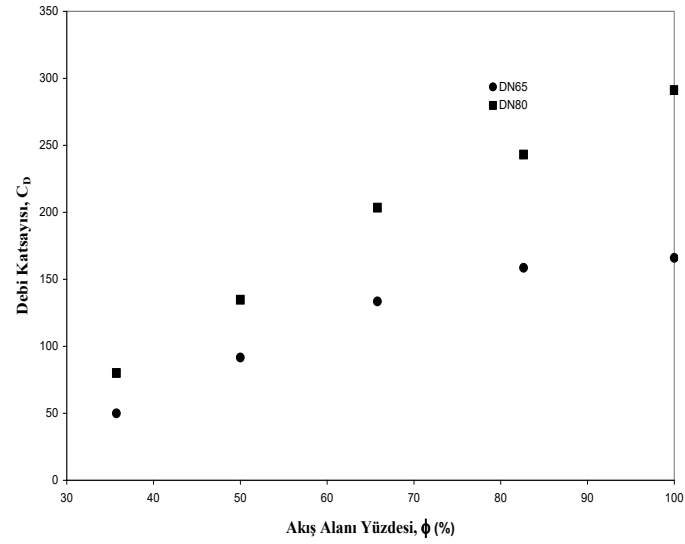
Şekil 11- DN65 için Değişik Hızlarda ve Akış Alan Kesirlerinde K Değerleri



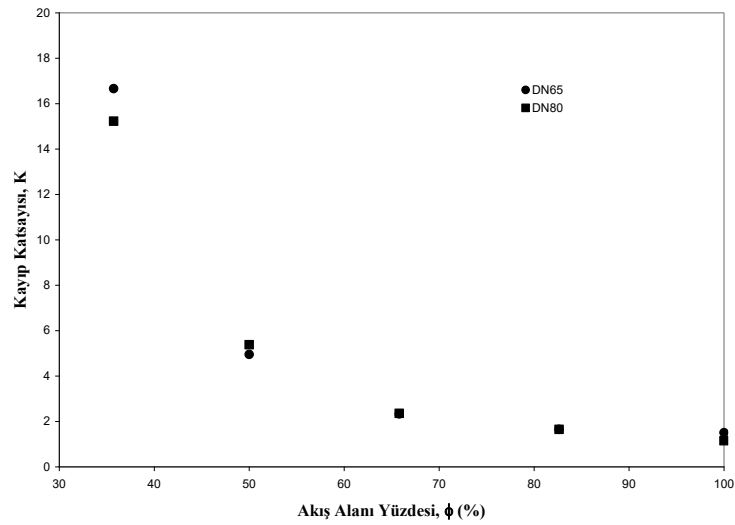
Şekil 12- DN80 için 4 m/s Hızda Ölçülen K Değerlerinin Diğer Kaynaklardaki Değerlerle Karşılaştırılması



Şekil 13- DN65 için 4 m/s Hızda Ölçülen K Değerlerinin Diğer Kaynaklardaki Değerlerle Karşılaştırılması



Şekil 14- DN65 ve DN80 için 4 m/s Hızda Değişik Akış Alan Kesirlerinde C_D (gal/dak) Değerleri



Şekil 15- DN65 ve DN80 için 4 m/s Hızda Değişik Akış Alan Kesirlerinde K Değerleri

Her iki vana için debi katsayısı, C_D , ve kayıp katsayısının, K , akış alanı yüzdesine göre değişimi 4 m/s hız için **Şekil 14** ve **Şekil 15**'de verilmiştir. **Şekil 14**'ten anlaşılabacağı gibi vana çapı arttıkça C_D 'nin arttığı gözlemlendi. Her iki çap kelebek vanada (DN80 ve DN65) için kayıp katsayısının, K , yaklaşık aynı değerleri aldığı gözlemlendi.

Semboller

A_v	vana kesit alanı (m^2)
A_o	akış kesit alanı (m^2)
C_D	debi katsayısı (gal/dak)
K	kayıp katsayısı (-)
Q	hacimsel debi (gal/dak)
r	yarıçap (m)
V	hız (m/s)

Yunan Harfleri

ΔP	basınç kaybı (N/m^2)
ρ	yoğunluk (kg/m^3)
θ	disk açısı (derece)
ϕ	Akış alanı yüzdesi (%)

KAYNAKLAR

- [1] www.ekoeng.com.tr, Gürel S. "Vanalar", EKO Mühendislik San. ve Tic. Ltd. Şti,
- [2] www.cgc.co.jp/tomoe/products"Valve Types and Features", 2008
- [3] Thananchai L., "Design Factors for Linear Ball Valve: Theoretical and Experimental Studies", Songklanakarin J. Sci. Technol., Vol. 27, pp. 353-361, 2005
- [4] ANSI/ISA-75.02-1996, "Control Valve Capacity Test Procedures", American National Standards Institute, 1 October 1996
- [5] Wojtkowiak J., Oleskiewicz-Popiel C., "Investigations of Butterfly Control Valve Flow Characteristics", Foundations of Civil and Environmental Eng. No.7, pp. 381-395, 2006
- [6] Chaiworapuek W., "The Engineering Investigation of the Water Flow past the Butterfly Valve", Inst. National des Sciences Appliquées de Lyon, Fransa, Bitirme Tezi, 2007
- [7] Chern M. J., Wang, C. C., Ma C. H., "Performance Test and Flow Visualization of Ball Valve", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.31, pp. 505-512, 2007
- [8] www.valmate.com.tw
- [9] www.hybvalve.com.cn
- [10] www.flowlinevalves.com
- [11] www.crtec.com
- [12] Zappe R. W., "Valve Selection Handbook", 4th Edition, Gulf Professional Publishes, Burlington, MA, U.S.A, 1999

TEŞEKKÜR

Bu çalışma sırasında büyük yardımlarını gördüğümüz, bilgi ve deneyimlerinden yararlandığımız Gedik Döküm ve Vana San. A.Ş. Genel Müdürü Sayın Mehmet Üzer'e, deneysel çalışmaları yapmamızda yardımcı olan ve değerli fikirleri ile katkıda bulunan Standart Pompa ve Mak. San. A.Ş. Hidrofor Bölüm Şefi Sayın M. Ali Çakır ile çalışanlarına teşekkür eder, saygılarımızı sunarız.

SUMMARY

Experimental Analysis Of The Performance Coefficients Of The Butterfly Valves

In the present work, two different butterfly valves, DN65 and DN80, were tested according to standard testing method ANSI/ISA-75.02-1996. The tests were performed at different flow rates such as 2, 3 and 4 m/s and at different valve opening angles such as 0, 10, 20, 30 and 40°. The opening angle 0° was considered as the fully open valve. The flow area ratios, ϕ , were calculated for different valve openings as 100, 82.64, 65.80, 50 and 35.72% and pressure drops, ΔP , were recorded for different valve openings at different velocities. Equations 2 and 3 were used to calculate the flow area ratios for different angles of valve opening.

Experimental set-up was installed on the test site of Standard Pump Company according to the ANSI/ISA-75.02-1996 and it was shown schematically in Fig. 4. Two different sizes of wafer style butterfly valves, DN65 and DN80, were used. The experimental set-up is a closed system with a water reservoir of a capacity of 1000 liters and the circulation of water is achieved by using a centrifugal pump (Standart Pompa) with a power of 18.5 kW. The flow rate is controlled using two flow balance valves (Todr&Anderson) and a digital flowmeter (Krohne) is used to record the flow rate. The inlet pressure is measured using a barometer (Pakkens) and the inlet pressure was kept constant at 400.000 Pa.

Valve performance or in other words, the flow coefficient and loss coefficient were computed using equations 4 and 5 and the experimental data. Pressure drop measurements were done using a U-tube manometer with probes installed 2D before the valve and 6D after the valve as shown in Fig. 5. The diameter of the probes to which the manometer tubes are connected is 3/8". The diameter of the pipes connected to the valves are 2.5" and 3" for the butterfly valves of DN65 and DN80, respectively. The pressure drops were measured for different valve opening and for different velocities of the fluid such as 2, 3 and 4 m/s. Measurements were repeated three times according to the standard testing method ANSI/ISA-75.02-1996 and the experimental data were given in Table 2 [5, 6]

Using the experimental data the loss and flow coefficients, K and C_D , were calculated and correlations were developed to give K and C_D as a function of the flow area ratio, ϕ . The relation between the flow coefficient and flow area ratio is exponential. For two different sizes of butterfly valve such as DN80 and DN65 the flow coefficients are $C_D = 49.053 \exp(0.0195\phi)$ and $C_D = 34.334 \exp(0.018\phi)$ as shown in figures 8 and 9. DN65. Similarly the relations can be given to give the loss coefficient as a function of the flow area ratio, ϕ . The loss coefficients for DN80 and DN65 butterfly valves are $K = 107413\phi^{-2.5135}$ and $K = 6337\phi^{-2.3732}$ respectively as shown in figures 12 and 13. The variation of the flow coefficient, C_D , and the loss coefficient, K , with respect to flow area ratio, ϕ , for both valves, DN80 and DN65, were shown by figures 14 and 15. It was observed that the flow coefficient is a function of the valve size while the loss coefficient is independent of the valve size. The results were compared to those obtained from the literature in question and handbooks. Differences between the measured results and the results given in the literature [8,11] were observed at higher flow area ratios. The proposed correlations provide an effective way to determine the performance coefficients of two different butterfly valves. This approach can be applied to the other valves to determine their performance.

SULAMADA POMPAJ TESİSLERİ VE İŞLETMECİLİĞİ

Dr. Mesut KOÇAK
DSİ Genel Müdürlüğü

Coşkun ÜÇER
DSİ Genel Müdürlüğü

Tülay EDİSAN
DSİ Genel Müdürlüğü

ÖZET

DSİ sulamalarında pompa istasyonları, sulama ve drenaj pompa istasyonları olarak tesis edilip işletmeye açılmaktadır. Sulama amaçlı pompa istasyonları ise yer altı suyu sulama pompa istasyonları (YAS pompa istasyonları) ve yerüstü suyu pompa istasyonları (YÜS pompa istasyonları) olarak tesis edilmektedir.

Bu bildiride, pompaj tesislerinin yapısal ve işlevsel özellikleri tanıtılmış, işletmecilik ve otomasyon olanakları incelenmiş, DSİ pompa istasyonlarının işletilmesinde karşılaşılan sorunlar irdelenmiş, daha iyi bir pompaj sulama yönetimi uygulanabilmesi için karşılaşılan sorunların giderilmesine yönelik çözüm önerileri ortaya konmaya çalışılmıştır.

DSİ, söz konusu pompa istasyonlarının işletme-bakım hizmetlerine ilişkin, izleme ve değerlendirme çalışmalarını yürütmekte olup, pompa istasyonlarının daha ekonomik kullanımı konusunda teknik ve eğitsel çalışmalar yapmaktadır.

1. GİRİŞ

Bitkisel üretimde verim ve kaliteyi büyük ölçüde etkileyen sulama suyu, yerçekimi etkisiyle (cazibeyle), çeşitli sulama teknikleri kullanılarak bitkiye verilmektedir. Öte yandan kültür bitkileri için gerekli olan su, eğer yerçekimi etkisiyle bitkiye verilemiyorsa, bu gibi yerlerde pompaj tesislerin kullanımı zorunlu olmaktadır. Yine pompaj tesisleri, fazla suların çıkışı alamadığı tarım alanlarından drene edilmesi için ve ayrıca yeraltı sularının da çıkarılmasında kullanılmaktadır.

2008 yılı başı itibariyle DSİ tarafından tesis edilip, işletmeye açılan 424 adet sulama pompa istasyonu ve 66 adet drenaj pompa istasyonu olmak üzere toplam 490 adet pompaj tesisi bulunmaktadır. DSİ’ce inşa edilerek işletmeye açılan bu pompa istasyonlarından 426 adedi faydalananların kurdukları sulayıcı örgütlere devredilmiş 64 adedi ise hala DSİ yönetiminde bulunmaktadır. Drenaj pompa istasyonlarından ise 17 adedi devredilmiştir.

2. POMPAJ TESİSLERİ

2.1. Pompaj Tesislerinin Yapısal ve İşlevsel Özellikleri

2.1. 1. Pompaj tesislerinin amacı ve önemi

Pompa tesisleri, cazibe ile sulanamayan yüksek kotlardaki alanların sulanmasında, tarım alanlarındaki drenaj sularının çıkış ağzının olmadığı veya derin drenajın ekonomik olmadığı koşullarda fazla suyun tahliyesi amacıyla kullanılmaktadır.

Pompa istasyonlarının ekonomik ve verimliliklerinin sürdürülebilir olması için planlama ve tasarımında şu aşamaların iyi etüt edilip uygulamaya aktarılması gerekmektedir:

- Boru hatlarının projelendirilmesi
- Sisteme uygun pompanın seçimi
- Gerekli kuvvet kaynağının seçimi
- Kurulan sistemin işletme bakım ve yönetim organizasyonu

Pompaj tesislerinin planlanmasında şu kriterler göz önünde bulundurulmalıdır:

- İsale kanalı, yaklaşım kanalı ve emme havuzunun yeri,
- İsale kanalı, yaklaşım kanalı ve emme havuzunun kapasitesi ve boyutları,

-Pompanın karakteristikleri:

- Manometrik yükseklik ve kademe durumu
- Pompanın kapasitesi
- Pompa tipinin seçimi
- Pompanın ölçüsü ve sayısı
- Güç kaynağı ve donanımının seçilmesi

-Pompaj tesisinin korunması ve sedimantasyon

-Otomatik kontrol olanakları

-Tesisin işletme ve bakım masrafları.

2.1.2. Pompaj tesislerinin sınıflandırılması

DSİ tarafından inşa edilerek faydalanan kurum ve kuruluşlara devredilen veya devir çalışmaları devam eden pompa istasyonları değişik şekillerde sınıflandırılabilir.

a. Kuruluş amaçlarına göre pompa istasyonları

- i) Yerüstüsu pompa istasyonları
- ii) Yeraltısu pompa istasyonları
- iii) Drenaj pompa istasyonları

i) Yerüstü suyu pompa istasyonları

Su kaynağından daha yüksekte olup da cazibe sulaması ile sulanma imkanı bulunmayan tarım arazilerinin sulanması maksadıyla inşa edilmektedir. Bu tip pompa istasyonlarının su kaynağını; akarsular, göl veya baraj rezervuarları ya da sulama kanalları oluşturmaktadır. Bu tesisler pompaladıkları suyu, doğrudan sulamaya vermekte ya da hem sulamaya hem de ikinci kademe pompa istasyonuna vermektedir.

ii) Drenaj pompa istasyonları

Bu tip pompa istasyonları; suyun çıkış alamadığı veya mansaplanamadığı alanlarda, göl veya nehirde sızan, yağışlardan ve sulamadan dönen suların tarım alanlarında oluşan taban suyunun drenaj kanalları ile toplanarak araziden uzaklaştırılması ve bu arazilerin ekime elverişli hale getirilmesi için inşa edilmektedirler. Pompa istasyonlarının çalışma şekli ve teçhizatı yerüstü suyu sulama pompa istasyonlarının aynıdır. Ancak bu pompa istasyonlarında basma yükseklikleri çok azdır.

iii) Yeraltısu pompa istasyonları

Yerüstü suyundan sulanma imkanı olmayan arazilerin yeraltı suyundan yararlanarak sulanması amacıyla tesis edilmekte olup diğer pompalara nazaran maliyetleri daha yüksektir.

b. Gördükleri hizmete göre pompa istasyonları

Pompa tesisleri genel olarak pompaladıkları suyu sulamaya vermektedirler. Ancak bazı pompa istasyonları da vardır ki, kademe veya hem sulama hem kademe amacıyla kullanılabilirler. Buna göre pompa istasyonları şu şekilde sınıflandırılabilir:

- i) Sulama amaçlı pompa istasyonları,
- ii) Drenaj amaçlı pompa istasyonları,
- iii) Kademe amaçlı pompa istasyonları,
- iv) Takviye amaçlı pompa istasyonları.

c. Su Kaynaklarına göre pompa istasyonları

- i) Su kaynağı rezervuar (göl, baraj) olan pompa istasyonları,
- ii) Su kaynağı akarsu olan pompa istasyonları,
- iii) Su kaynağı sulama kanalı olan pompa istasyonları.

2.1.3. Pompaj Tesislerinin Bölümleri

Pompaj tesisleri genel olarak üç ana bölümden oluşmaktadır:

a. Su Kaynağı: Rezervuar (baraj, göl), akarsu (dere, nehir), sulama kanalı.

b. Pompa İstasyonu: Pompa istasyonları üç bölümde incelenebilir.

c. Diğer Tesisler: Kanal, kanalet, borular, tahliye kanalı, hendek, priz, orifisler, vb.

3. POMPAJ TESİSLERİNDE İŞLETMECİLİK VE ORTAYA ÇIKAN SORUNLAR

Su kaynaklarının tarımsal üretime katkısında bir araç olarak kullanılan pompaj tesislerinin rasyonel ve optimal kullanımı sürdürülebilir kalkınma için gerekli olmaktadır. DSİ’ce inşa edilerek işletmeye açılan pompaj tesislerinin büyük bir bölümü, sulamanın bir parçası olarak faydalananların kurdukları sulayıcı örgütlere devredilmiş bulunmaktadır. Ancak, drenaj pompalarının büyük bir çoğunluğu ve sulama amaçlı pompaj tesislerinin küçük bir bölümü hala

DSİ yönetiminde bulunmaktadır. DSİ tasarrufunda bulunan pompaj tesislerinin enerji giderleri için ödenek ayrılmadığından çalıştırılmasında sorunlar yaşanmaktadır. Öte yandan devredilen pompaj tesislerinden de beklenen verimin alındığı söylenemez. Devirle birlikte birçok sorun ortaya çıkmış bulunmaktadır. Bunları dört ana grupta sıralamak mümkündür:

a. İdari sorunlar

- i) Birliklere özgü bir yasanın henüz uygulamaya aktarılamayışı,
- ii) Gerçekçi bütçe hazırlanmaması,
- iii) Sulama ücretlerinin düşük tutulması,
- iv) Ceza yönetmeliğinin hazırlanmaması,
- v) Personel eğitime önem verilmemesi,
- vi) Tarım kuruluşlarıyla diyalog eksikliği.

Bütün bunların sonucunda, birlikler kurumsallaşamamışlardır.

b. İşletme sorunları

- i) Genelde gece sulaması yapılmaması,
- ii) Su dağıtım programlarının uygulanmaması,
- iii) Nitelikli personelin çalıştırılmaması,
- iv) Gerçekçi bir mesaha yapılmaması,
- v) Cezai müeyyidelerin uygulanmaması,
- vi) Kanalların maksimum debilerine göre yapılan su talepleri.

Belirtilen sorunlar ve alt bölümlerde geniş özet şeklinde verilen diğer problemlerin sonucunda, taban suyunda yükselme, aşırı su tüketimi, sulamada randıman düşüklüğü, tarım alanlarında tuzlulaşma ve çoraklaşma olumsuz sonuçlar ortaya çıkmaktadır.

c. Bakım ve onarım sorunları

- i) Gerekli bakım onarımın zamanında yapılmaması,
- ii) Bakım onarımına yeterli ödenek ayrılmaması,
- iii) Tahliyelerin temizlenmemesi,
- iv) Bakım-onarım tespitlerinin sağlıklı yapılmaması,
- v) Ortak tesislerle ilgili bakım onarım konusunda işbirliği yapamamaları,
- vi) Rehabilitasyonun hiç düşünülmemesi,

sonucu elden çıkmaya yüz tutmuş tesisler ortaya çıkmaktadır.

d. Yöresel sorunlar,

- i) Sulama tesislerinin tamamlanmadan işletmeye açılması,
- ii) Düşük eğitim düzeyi,
- iii) Güçlü Feodal Yapı
- iv) Bakım-onarım yapılacak sürenin kısa olması
- v) Sulama sezonunun uzaması
- vi) İşletme ve bakım onarımında siyasi güçlerin rol oynaması

sonucunda iş yapma heyecanının kaybolması gibi olumsuzlukları ortaya çıkarmaktadır.

3.1. DSİ Tarafından İnşa Edilen Pompaj Tesislerinin Yönetim Durumu

DSİ sulamalarında gördükleri göreve göre pompa istasyonları, sulama ve drenaj pompa istasyonları olarak tesis edilip işletmeye açılmaktadır. Sulama amaçlı pompa istasyonları ise yeraltısuyu sulama pompa istasyonları (YAS pompaları) ve yerüstü suyu pompa istasyonları (YÜS pompa istasyonları) olarak tesis edilmektedir. DSİ pompaj sulamalarında her bir sulama ve su kaynağının yapısı farklı özellikte olduğundan tesis edilen pompa istasyonlarında farklı pompa tipleri kullanılmaktadır. Ancak pompa istasyonlarının inşa edildiği arazi koşulları, su alma, su basma koşulları göz önüne alındığında genel olarak DSİ pompa istasyonlarında şu tip pompalar yaygın olarak kullanılmıştır ve kullanılmaktadır:

- Yatay ve düşey milli santrifüj pompalar,
- Düşey milli eksenel pompalar,
- Kızaklı dalgıç pompalar,
- Tüplü dalgıç pompalar,
- Derin kuyu pompaları.

2008 yılı sonu itibariyle DSİ tarafından tesis edilip, işletmeye açılan 424 adet sulama pompa istasyonu ve 66 adet drenaj pompa istasyonu olmak üzere toplam 490 pompaj tesisi bulunmaktadır. Bunların dağılımı **Tablo 1**'de verilmiştir.

Tablo 1- DSİ'ce İnşa Edilen Pompa İstasyonlarının Yönetim Durumu

DSİ'ce İnşaa Edilen Pompaların Yönetim Durumu				
	Devir	DSİ		TOPLAM
YÜS	368	YÜS	15	383
YAS	41	YAS	0	41
DRNJ	17	DRNJ	49	66
TOP	426	TOP	64	490

Yerüstü ve yeraltı pompa istasyonları ile 2007 yılında toplam 1 931 hm³ su pompalanmış ve yaklaşık 300 GWh elektrik enerjisi tüketilmiştir. Bunun parasal değeri 42 326 689 YTL dir. Öte yandan drenaj pompaları ile yaklaşık 196 hm³ su pompalanmış ve yaklaşık 5 GWh elektrik enerjisi tüketilmiştir. Bunun parasal değeri ise 883.793 YTL'dir.

DSİ'ce inşa edilerek işletmeye açılan 66 adet drenaj pompası bulunmaktadır. Bunların 17 adedi faydalananların kurdukları sulayıcı örgütlere devredilmiş, 49 adedi ise hala DSİ yönetiminde bulunmaktadır. Öte yandan, devredilemeyen 15 adet YÜS pompa istasyonu da elde edilen fayda, işletme giderlerini karşılamadığından veya faydalananların isteksiz olmaları nedeniyle devri yapılamamıştır. Drenaj pompaj tesislerinin hizmet amaçlarının birden fazla olması ve etki alanlarında birden çok faydalanan özel ve kamu tüzel kişiliklerinin bulunması, tesislerin işletme ve bakım giderlerinin yüksek olması, dolayısıyla işletme-bakım, yönetim sorumluluğunu üstlenecek kuruluşların bu tesislerin kendilerine ek masraf oluşturacağı düşüncesiyle devralmaktan kaçınılmaktadır. Oysa drenaj pompaj tesisleri, sulama sistemlerinin önemli bir parçasıdır ve vazgeçilmezdir. Çalıştırılmamaları halinde kalıcı sorunların ortaya çıkacağı asla göz ardı edilmemelidir.

3.2. Pompaj Tesislerinde İşletmecilik

Pompaj tesislerinin işletilmesiyle ilgili ekonomik analizlerde temel olarak iki gider hesabı bulunmaktadır Bu iki değer, pompaj tesisinin toplam giderini vermektedir. Genellikle de 1 ton (1 m³) su için yapılır. Bunlar:

- Sabit giderler
- İşletme giderleri

Sabit giderler, tesis elamanlarından pompa ve motor için yapılan yatırım bedeli üzerinden hesaplanır, yatırım amortismanı ve faiz giderleri ile belirlenir. Amortisman ömürle ilgili olmaktadır (örneğin santrifüj pompaların ömrü 16 yıl ve 32 bin saat çalışması, elektrik motorlarının ise ömrü 25 yıl ve 50 bin saat çalışması ortalama olarak alınmaktadır). İşletme giderleri, değişken giderler olarak bilinmekle birlikte, tesisin çalışma süresine bağlı olarak yapılan işletme giderlerini kapsamaktadır. İşletme giderleri, enerji, yağ, tamir-bakım ve operatör giderlerini kapsamaktadır.

DSİ pompaj tesisleri maliyet analiz hesapları, sabit giderler yani amortisman ve faiz gideri dikkate alınmaz ve şu kalemlerden oluşmaktadır. (**Tablo 2**)

- Personel gideri
- Bakım-onarım giderleri (malzeme, yedek parça ve yağlama harcamaları),
- Enerji giderleri (pompanın tükettiği, aydınlatma ve diğerleri)
- Diğer giderler (vasıta, kırtasiye, ısınma ve buna benzer giderler).

Değişik kapasitelerde pompalar bulunmasına karşın, DSİ pompa istasyonlarının hemen hepsinde her bir ünitesinde gücü ve kapasitesi aynı olan pompalar tesis edilmiştir ve bunlar yine aynı kapasitede pompalarla da yedeklenmiştir. Bu nedenle, günlük sulama planlamasına her zaman uygun olarak su verilmesinde zorluklar yaşanmaktadır. Eğer farklı kapasitelerde pompalar aynı tesiste bulunsaydı, ihtiyaca göre bunların koordinasyonu daha optimum koşullarda sağlanabilirdi. Yine de sulamaya verilecek su miktarının tam olarak tespit edilerek pompalanacak su ihtiyacını karşılayacak en uygun kapasitedeki pompaların ne kadar zaman çalışması gerektiği belirlenerek çalıştırılması sağlanmalıdır. İhtiyaçtan fazla kapasitedeki pompaların çalıştırılarak pompalanan suyun tahliyelere gitmesi kesinlikle önlenmelidir. Kısacası pompalar gereksiz çalıştırılarak enerji masraflarının artmasına engel olunmalıdır. 2007 yılı sonu itibariyle pompa istasyonlarının işletilmesi için yapılan toplam masrafların dağılımı **Tablo 2**'de verilmiştir.

Tablo 2- DSİ Tarafından İnşa Edilip İşletmeye Açılan Pompaj Tesislerinin Gider Yüzdeleri (2007)

Pompa ile terfi ettirilen suyun masraf yüzdeleri (%)			
	YÜS	YAS	DRENAJ
Personel masrafı	13,4	9,9	25,4
Bakım masrafı	7,7	8,4	13,3
Enerji masrafı	77,3	78,3	56,7
Diğer Masraflar	1,6	3,4	4,6

Çiftçilerin aşırı su kullanım alışkanlıkları, sulama ve pompaj tesislerinin yaşlı olması, tesislere yeterli bakım-onarım yapılamaması, sulama amacıyla tarla içi hazırlık yapılmaması, yüzeysel sulama metotlarının kullanılması, toprak yapısının geçirgen oluşu ve sosyal sorunlar gibi nedenlerle sulama randımanları düşük olmaktadır.

Genellikle, çiftçilerimizde fazla ürün alabilmek için çok su verilmesi şeklinde yanlış bir görüş bulunmaktadır. Bu bakımdan çiftçilerce yapılan fazla su talepleri işletmeleri zor durumda bırakabilmektedir. Fazla su kullanmanın fazla ürün almak anlamına gelmediği hususunda ve uygun sulama yöntemleri hakkında çiftçilerin eğitilmeleri gerekmektedir. Sulama mevsimi sonunda sulanan alan, ürün cinsleri dikkate alınarak şebekeye verilen su miktarları gözden geçirilmeli ve fazla su kullanılıp kullanılmadığı gözlenmelidir. Fazla su kullanılmış ise bir sonraki yıl için gerekli önlemler alınmalıdır. Su hesaplamalarının doğru olarak yapılabilmesi için, sulama sezonu öncesinde pompaların gerekli olan bakımları yapılmalı ve pompa debileri ölçülerek, pompa etiket değerleri yerine ölçülen fiili debilere göre sulama hesapları yapılmalıdır.

Kısıtlı imkanlar içerisinde milyarlarca lira para ayrılarak kurulan bu tesislerin amacına uygun olarak sağlıklı bir şekilde uzun yıllar işletilebilmesi; gerekli eğitim almış ve görev bilinci oluşmuş uygun personelle mümkündür. Bugün birçok örneğini gördüğümüz, dünyanın en kaliteli malzemelerinden ve son teknolojiye sahip pompa istasyonlarını veya sulama sistemleri tesis edilebilmektedir. Fakat bu tesisleri işletecek özelliklere sahip uygun personel seçilmez ve gerekli önem verilmez ise tesisin kısa zamanda kullanılamaz konuma geleceği gerçeği unutulmamalıdır.

Tesisler işletme ve bakım talimatlarına uygun olarak çalıştırılmalıdır. Pompaj tesislerinin ilk yatırım masrafları oldukça yüksektir. İşletme ve bakım giderleri de önemli bir yer tutmaktadır. Artan enerji ve personel giderleri, bu tesislerin daha ekonomik ve verimli çalışmasını zorunlu kılmaktadır. Bu pompaların işletmeye başlamadan önce, işletme anında ve durdurulduktan sonra aşağıdaki kontrollerin titizlikle yapılması gerekmektedir:

- İşletme öncesi yapılacak işlemler,
 - Regülatör, yaklaşım kanalı ve emme havuzunda yapılacak kontroller,
 - Pompa ve vakum sisteminde yapılacak kontroller,
 - Orta gerilim şebekesi ve trafoda yapılacak kontroller,
 - Orta gerilim dahili şaltta yapılacak kontroller,
 - Panolarda yapılacak kontroller,
 - Pompa istasyonu bina içinde ve dışında yapılacak kontroller
- Pompa istasyonunun çalıştırılması,
- İşletme anında yapılacak işlemler,
- Pompa istasyonunun durdurulması sırasında yapılacak işlemler.

Tipik bir sulama pompaj tesisi çalıştırılırken şu faktörler göz önünde bulundurulmalıdır:

- Sulama programında pompa kapasiteleri esas alınmalı,
- Tahliye hattına minimum su gidecek şekilde planlama yapılmalı,
- Sulama programı dışındaki zamanlarda pompa kapasitesinin çok altındaki talepler için olumlu görüş verilmemeli (eğer bu talepler sulama programında olmasına rağmen mücbir sebepler dışında sulama yapılmayıp daha sonra su talebi şeklinde ise),
- Emme havuzu temiz olmalı,
- Yaklaşım kanalı temiz olmalı,
- Havuz kapakları çalışır durumda olmalı,
- Pompa ve diğer teçhizatlar daima işletmeye hazır ve bakımlı tutulmalı,
- Terfi hattında patlak vb. problemler olmamalıdır.

3.3. Pompaj Tesislerinde Ortaya Çıkan Sorunlar ve Periyodik Bakımlar

Pompa tesislerinin amaçlarına uygun görev yapabilmesi için, pompaların en az arıza ile hatta sulama mevsiminde arızasız çalıştırılabilmesi gerekmektedir. Sulamanın yoğun olduğu zamanlarda pompaların arıza yaparak

bir süre çalışmaması işletmeyi ve çiftçileri zor durumda bırakacaktır. Bu nedenle pompaların arıza yapmalarını önleyebilmek bakımından, elektro-mekanik teçhizatı yapılacak bakım büyük önem kazanmaktadır. Onun için sulama mevsimi öncesi büyük bakımlar ve sulama sezonunda da periyodik bakımların yapılması önem kazanmaktadır. Yapılan muayenelerde; fazla aşınmış, çatlamış, aşırı ısınmadan dolayı rengi değişmiş parçalar tespit edilip yenileri ile değiştirilmeli veya gerekli onarımları yapılmalıdır. Titizlikle yapılan bakımlar arızaların en aza indirilmesini sağlar.

Bir pompaj tesisinde ortaya çıkabilecek olası arızalar aşağıda verilmiştir:

a) Elektrik teçhizat arızaları

b) Mekanik teçhizat ve pompa arızaları

i) Pompa üzerinde meydana gelebilecek arızalar

- Yatak arızaları
- Fan veya çark arızaları
- Sızdırmazlık halkaları arızaları
- Salmastra kutuları ve salmastra burcu arızaları

ii) Pompa teçhizat ve aksesuarlarında meydana gelebilecek arızalar:

- Çek valf (geri tepme klepesi) arızaları
- Sökme takma (montaj - demontaj) parçaları arızaları
- Ayar vanası ve vakum sistemi arızaları.

Bakımlar sırasında, pompa istasyonundaki her teçhizat için sicil kartı tutulmalı, teçhizatın bakımının ne zaman yapılacağı, ne tür işlemlerin yapılacağı, hangi parçaların değişeceği önceden hazırlanan bakım takvimlerine uygun olarak yapılmalıdır. Onarım sırasında yapılan tüm işlemler (değiştirilen parçalar vb.) sicil kartına işlenir. Ayrıca gerekli yedek parçaların önceden temin edilerek gerektiğinde hemen kullanılabilir şekilde hazır bulundurulması işletmenin aksamaması bakımından önem taşımaktadır. Yedek parça tespitinde bütün malzemelerin değil en çok ve çabuk bozulan, çabuk yıpranan parçalar önceden belirlenerek el altında bulundurulmalıdır. Bu amaçla bir koltuk ambarının oluşturulması faydalı olacaktır.

Bu hususlara ek olarak, sağlıklı bir işletme organizasyonunun sağlanabilmesi bakımından nitelikli personel çalıştırılması önem kazanmaktadır. Herhangi bir arıza belirtisi veya ihtimali fark edildiğinde, ünite derhal durdurularak en kısa zamanda ilgilere ve sorumlulara haber verilmelidir. Arızalara ilgisiz ve yetkisiz kişilerin müdahale etmesi kesinlikle önlenmelidir. Aksi halde arızanın büyümesi veya bir iş kazasının (elektrik çarpması vb.) meydana gelmesine ortam hazırlanmış olur. Elektrik teçhizatındaki her türlü bakım, onarım ve yapılacak elektrikli manevralar, görevlendirilecek yetkili elektrikçiler tarafından yönetmeliklerde belirtilen gerekli güvenlik önlemleri alındıktan (izole tabure, yalıtkan eldiven kullanılması vb.) sonra yapılmalıdır.

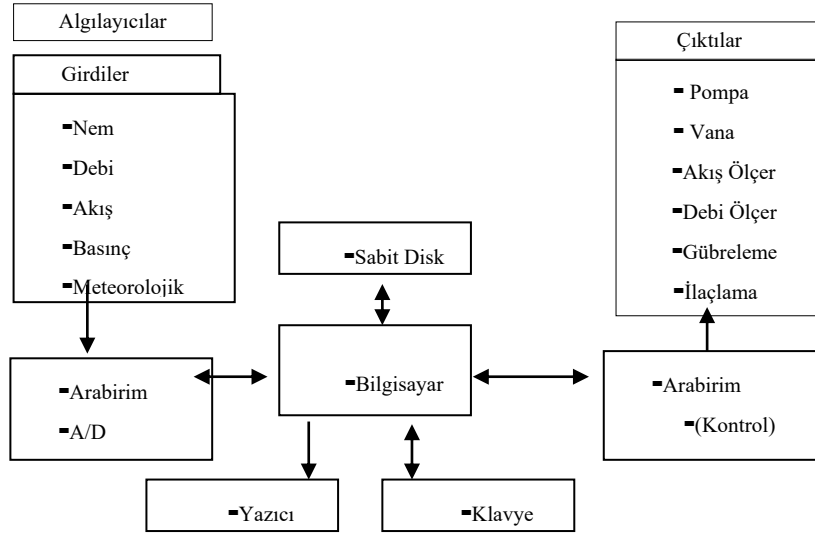
Elektrik Kuvvetli Akım Tesisleri Yönetmeliği, elektrikli manevralar veya elektrikli teçhizatı yapılan çalışmalar sırasında titizlikle uygulanmalı, gerektiğinde anılan yönetmeliğin 60. maddesinde belirtilen çalışma belgesinin alınması için personel eğitim kurslarına gönderilmelidir.

4. POMPAJ TESİSLERİNDE OTOMASYON OLANAKLARI

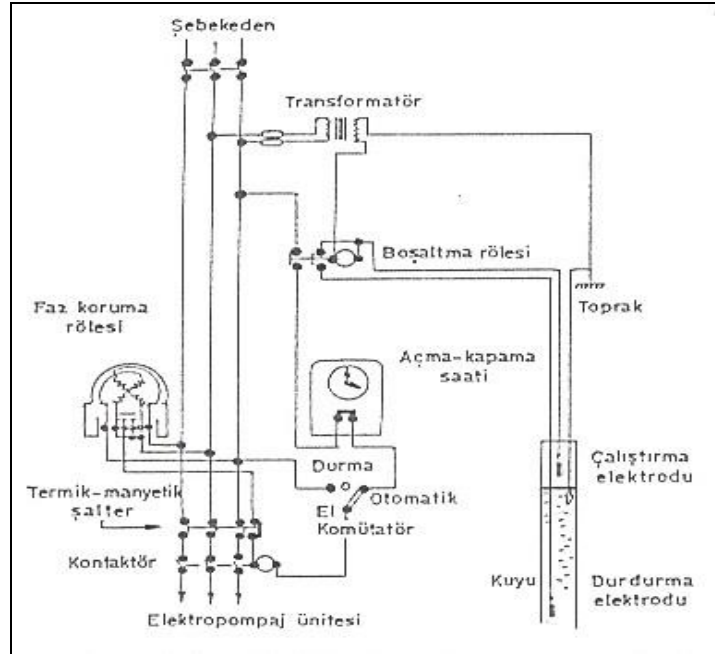
Sulamadan beklenen yararların elde edilebilmesi için, koşullara en uygun sulama yönteminin seçilmesi ile sulama sisteminin kurulması ve gelişen teknik ve teknolojilere bağlı olarak otomasyon teknikleriyle de desteklenmesi gerekmektedir. Sulama otomasyon teknikleri, yüzey sulama sistemlerinde azda olsa kullanılabilirse de, daha çok basınçlı sulama yöntemleri (damla ve yağmurlama sulama) üzerinde uygulama alanı bulmaktadır.

Yüzey sulama yöntemlerinde, su taşıyan açık kanallardaki ya da borulardaki suyun seviyesini, debisini, akış hızını ölçmek, tarlaya su veren sulama kapılarını açıp-kapamak gibi uygulamalar otomasyona bağlanabilmektedir. Ancak bunların kullanımları sınırlı kalmaktadır. Basınçlı sulama sistemlerinde otomasyon, sulamanın başlama zamanının, sulama süresinin, verilecek su miktarının ve bunun hangi sıklıkta tekrarlanacağını belirlenerek; vanalar, pompa, debi ölçer gibi elamanların açılıp-kapanması ilkesine dayanmaktadır. Sulamada yüksek kullanım etkinliği sağlayan algılayıcı ve mikroişlemcilerle bütünlüklü otomatik kontrollü sulama uygulamalarının kullanılmasıyla, bitki, toprak, su ve çevresel faktörler arasında kararlı bir denge, sağlanabilmektedir (**Şekil 1**). Böylece ürünlerin nitelik ve niceliğinde önemli artışlar olurken, zamandan, işgücünden, enerjiden ve su kaynaklarından önemli derecede tutum sağlanabilmektedir.

Pompaj tesisleri özellikle de drenaj pompa istasyonları otomasyon teknik ve teknolojileriyle desteklenmelidir. Rehabilit edilecek veya yeni tesis edilecek pompa istasyonlarında, SCADA sistemleri, frekans konvertörleri ve değişken debili pompaların kullanımı öncelikle ele alınmalıdır. Drenaj pompaj tesislerinde kullanılabilir basit bir otomasyon sistemi **Şekil 2**'de verilmiştir.



Şekil 1- Sulama Otomasyonu Genel Prensip Şeması



Şekil 2- Su Seviyesine Göre Drenaj Pompalarının Otomasyonu

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sulama Yönetimi Yönünden

a. Planlı ve iyi bir su yönetimi sağlayabilmek için sulama alanında toplulaştırma, tesviye ve drenaj gibi tarla içi geliştirme hizmetleri tamamlanmış olmalıdır.

b. Uzun sulama kanallarında su akışının kontrol altına alınması güçleşmekte, gece sulaması veya depolaması yapılmaması nedeniyle büyük miktarda su tahliye olmaktadır. Uzun sulama kanallarında tahliyeleri önlemek ve ani değişimlere kısa sürede cevap verebilmek için mevcut kapaklarda otomatik sisteme gidilmesi ve su seviye algılayıcıları ile desteklenerek, otomatik hale getirilebileceği gibi, merkezden kumanda için uzaktan algılama sistemi kurularak, yönetim-izleme ve değerlendirmenin bilgisayarla yapıldığı sisteme geçilmelidir.

c. DSI’ce işletmeye açılan sulamaların % 94 gibi büyük bölümü açık kanal sistemlerinden oluşmaktadır. Geriye kalan % 6’lık kısım da basınçlı sulama sistemlerinden oluşmaktadır. Sulama şekli olarak, % 92 cazibe (salma) sulama, % 8’i yağmurlama, % 1’i ise damla sulama şeklinde yapılmaktadır. Bu oran çok düşük kalmaktadır. Sudan, işletme bakım giderlerinden büyük tutum sağlayan damla ve yağmurlama sulama gibi modern sulama sistemlerine geçilmeli ve bunlar otomatik kontrol sistemleriyle desteklenmelidir.

d. Sulama tesislerine müdahalelerin önlenmesi, hazırlanan sulama programlarına uyulması bakımından sulama organizasyonlarının yaptırım güçlerinin artırılması için yasal düzenlemelerin mutlaka yapılması gerekmektedir. Çiftçi üzerindeki denetsel ve destek hizmetleri artmalı ve onların otokontrol fikri geliştirilmelidir.

e. Devredilen sulama tesislerinde, aynı sulama tesisinin birden fazla sulama örgütüne devredilmesi sulama yönetimini güçleştirmektedir. Tek birlik üzerinde otoritenin toplanması ve yönetimi sağlanmalıdır.

f. Çiftçinin sulama eğitiminin yeterli olmaması, uzun süren alışkanlıkları ve geleneklerine göre sulama yapması sulama yönetimini güçleştiren en büyük nedendir.

g. Kanal şebekelerinin uygun yerlerine ara depolamaların yapılarak pompalanan suların tahliye gitmesi önlenmelidir. Ana kanal üzerine ardışık kapaklar konularak, kademeli olarak oluşturulan bu havuzlarda su tutulması sağlanabilir. Böylece pompa gereksiz yere çalıştırılmadığı gibi, su talebinin az olması durumunda bu kademelerde depolanan sudan sulamada faydalanılacaktır.

h. Pompalar gereksiz yere çalıştırılmamalı ve şebekeye bitki su ihtiyacından fazla su verilmemelidir. Bu nedenle pompa operatörü ile işletme mühendisi koordineli çalışmalıdır.

i. Pompaj istasyonlarının ucuz tarifiede çalıştırılması ve çiftçilerin gece sulaması yapmaya özendirilmesi gereklidir. Basınçlı sulama sistemleri gece sulamasında da avantajlı olmaktadır.

j. Sulama şebekesi üzerinde bulunan sanat yapılarının yerlerinin maksimum kanal kapasitelerine göre inşa edilmiş olması, düşük su taleplerinde ihtiyaç nispetinde kanala su alınması durumunda görevlerini yapamadığından, tam kapasite su verilmesi gerekmekte bu durum pompajlı sulamalarda su ve enerji israfına neden olmaktadır.

k. Pompajlı sulamalarda bitki deseni değiştirilerek daha çok gelir getiren bitkilere yer verilmelidir. Su tablasının yüksek alanlarda ise yüksek taban suyuna dayanaklı bitki paterni seçilmeli, gerektiğinde de münavebeye sokulmalıdır.

l. Pompa istasyonlarına suyun iletimini sağlayan tüm kanallar, kuyular ve emme havuzları temiz tutulmalı ve diğer yardımcı parçaların periyodik olarak bakımları, onarımları zamanında yapılmalıdır. Drenaj pompalarının çalıştırılmasında planlı olarak drenaj suyu ve taban su seviyeleri izlenmeli, öngörülen seviyeleri aşmaması için gerekli önlemler de alınmalıdır.

m. Sulama ücretleri dekara, sulama adedine, sifon başına, bitki çeşidine veya tersiyer bazında araziye göre yapılmamalıdır. m³ veya saat başına olarak gerçek maliyetine göre ücretlendirme yapılmalıdır.

n. Drenaj pompaj tesisleri faydalananlara devredilirken, su kaynağı dikkate alınarak tesisin bütünlüğü bozulmadan ve o sulamadaki drenaj pompalarıyla birlikte devredilmelidir. Drenaj pompaları gerektiğinde çalıştırılmalıdır. İşletme giderlerinden kaçınmak için pompanın çalıştırılmaması ileride telafisi mümkün olmayan sorunları beraberinde getirecektir (taban suyu yükselmesi, drenaj, çoraklaşma, tuzlulaşma vb).

o. Sulama alanında parsellerin küçük ve dağınık olması, yanlış sulama yöntemlerinin ve uygulanması su yönetimini güçleştirmekte ve sulama randımanını düşürmekte ve tarla içi su kayıplarını fazla olmasına neden olmaktadır. Bu nedenle uygun sulama yöntemi belirlenerek, karık veya tava uzunlukları ve genişlikleri de bu yöneme uygun seçilmelidir.

p. Sulama sisteminin işleyişinin denetimi ve kontrolü, izleme ve değerlendirme ile veri akışının daha güvenilir, hızlı yapılabilmesi için sistem modern ölçü, kontrol, uyarı ve meteorolojik sistemlerle donatılmalı ve mevcutları da rehabilite edilmelidir. Su regülasyonunda otomasyona gidilmediği sürece, su ölçüm aletleri, haberleşme cihazları, ulaşım araçları ve personel yönünden ihtiyaçlar artacaktır. İşletmenin ekonomikliği kalmayacaktır.

q. Yöre çiftçilerine sulama sistemleri ve yönetimi hakkında eğitim çalışmaları yapılmalı. Fazla su kullanım alışkanlıkları ortadan kaldırılmalı. Tarımsal yayım ve haberleşmeye önem verilerek, kullanıcılar, yeni teknolojiler

konusunda sürekli olarak aydınlatılmalıdır. Böylece çiftçiler daha çok sistemin içinde olacaklar ve vandalizm gibi kamu malı düşmanlığı da azalmış olacaktır.

5.2. Pompa İstasyonlarının İşletme ve Bakımı Yönünden

- a. Pompaj tesisleri dış şartlara (sel, yağış, rüzgar, buzlanma, hava sıcaklığı) ve vandalizme karşı korunma altına alınmalıdır.
- b. Pompa istasyonlarının denetimini, yönetimini, işletimini yapan elamanların görevlerini özenle yapmaları gerekmektedir. Özellikle pompaj tesislerini işleten elamanların kalifiye olmasına özen gösterilmelidir.
- c. Sulama konusunda çalışan sulama birlikleri ve diğer kurum ve kuruluşlar, çiftçi ve pompa operatörlerinin eğitimine gereken önemi vermeli, zaman zaman çeşitli seminerlerle ve teknik yardımlarla desteklemelidir. Özellikle pompa operatörlerinin eğitimi (YG ve mekanik teçhizat bakımından) son derece önemli olmaktadır.
- d. Pompaj tesisleri personel giderlerini azaltmak daha güvenli bir işletmecilik yapılması amacıyla çeşitli otomatik kontrol sistemleriyle ve SCADA sistemleriyle desteklenmeli, gelişen teknik ve teknolojilere göre de yenilenmelidir. Öte yandan frekans konvertörleri ve değişken debili pompalardan yararlanmakla, enerjiden ve sudan azami tutum sağlanabilecektir. Elektrik enerjisi pahalı olduğu için alternatif enerji kaynakları arayışına da hız verilmelidir.
- e. Pompalar gereksiz yere çalıştırılmamalı, işletmecilik ilkeleri doğrultusunda en uygun koşullarda çalıştırılmalıdır. Pompa istasyonlarına gerekli olan bakımlar zamanında yapılmalıdır. Gerek işletme anında gerekse bakım ve arızaların giderilmesi sırasında iş güvenliği ve işçi sağlığı açısından kıyafetler giyilmeli ve gerekli güvenlik tedbirleri alınmalıdır.
- f. Pompaj tesisinin kontrol ve denetimini sağlayan göstergeler, sensörler ve diğer güvenlik sistemleri sürekli faal durumda olmalıdır. Pompaların kompanzasyonu belirli periyotlarla kontrol edilmelidir. Pompa operatörleri ve teknisyenler, çıkabilecek arızalara karşı dikkatli olmalıdır.
- g. Pompaj tesislerinde çıkabilecek arızalara yetkisiz, bilgisiz kişilerin müdahale etmelerine izin verilmemelidir.
- h. Pompa istasyonlarında her teçhizat elamanı için bir sicil kartı tutulmalı ve her türlü işlem bu kartlara işlenmelidir. Pompa istasyonlarına ait, işletme ve tesis yük kayıp eğrileri ve sistemi tanıtıcı her türlü teknik dokümanlar, her istasyonda bulunmalıdır. Tesis çalışma talimat ve yönergeleri uygun yerlere asılmalı ve gerektiğinde başvurulmalıdır.
- i) Pompaj tesislerinde en çok aşınan, bozulan veya ihtiyaç duyulan malzemelerden yeterince stok bulundurulmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] Anonim, DSİ dokümanları, 2003.
- [2] Keskin R. ve Güner M., “Sulama Makinaları”, Ankara Üniversitesi, Ziraat fakültesi Yayınları:1524, 292s., Ankara ,2002.
- [3] Koçak M., “Elektriksele Yöntemlerle Algılanan Toprak Neminin Sulama Otomasyonunda Kullanılması”, A. Ü. Ziraat fakültesi, Fen Bilimleri Enstitüsü , Doktora tezi, Ankara,2003.
- [4] Koçak M., “Determination of Design Parameters and Automation for Drainage Pumping Plants”, 7th International Congress on Agricultural Mechanisation and Energy, (ICAME 99), pp:131-137, Adana. 25-26 Mayıs 1999.
- [5] Koçak M., “Elektropompaj Tesislerinde Kullanılan Otomatik Kontrol Düzenleri” , A.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 1992.
- [6] Phene C. J., “Techniques for Computerized Irrigation Management. Computer and Electronics in Agriculture”, 3; 189-208, Amsterdam, 1989.
- [7] Stegman E.C., Musick J.T. and Stewart J.I., “Irrigation water management. Design and Operation of Farm Irrigation Systems”, American Society of Agricultural Engineers, Revised Printing, An ASAE Monograph Number 3, Chapter 18, 829 p., Michigan. 1983
- [8] Tezer E., “Sulamada Pompaj Tesisleri”, Köy İşleri ve Kooperatifler Bakanlığı, TOPRAKSU Yayınları, 222s., Adana. 1978.
- [9] Yıldırım O., “Sulama sistemleri II”, Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları:1449, 289 s., Ankara. 1996.
- [10] Zazueta F.S. and Xin J., “Soil moisture sensors. Florida Cooperative Extension Service”, SS-AGE-27, Florida. 1992.

SUMMARY

Pumping Facilities And Management In The Irrigation

Irrigation water which affects yield and quality in crop production has been delivered to crops by gravity and employing several irrigation techniques. However, in case required water can not be delivered to crop plants by gravity, pumping stations should be operated in these sites. Pumping stations have also been used for the drainage of excess water from agricultural lands and abstraction of groundwater.

In this report, structural and operational specifications of pumping facilities were described, managerial and automation possibilities were examined, issues faced during operation of DSI pumping stations were defined and proposals to solve problems for a better pumping irrigation management were described. Pumping stations, based on their functions in DSI irrigation schemes, have been constructed and operated as irrigation pumping stations and drainage pumping stations. Irrigation purposed pumping stations have been constructed as groundwater irrigation pumping stations and surface water irrigation pumping stations.

Each irrigation and irrigation water source has unique characteristics in DSI pumping irrigations, thus, pump types vary for different stations. Depending on land conditions, water intake, water discharge, following pumping devices have been used in DSI pumping stations: horizontal and vertical axis centrifugal pumps, vertical axis axial pumps, submersible pumps (with skid), submersible pumps (with tube) and deep-well pumps. As of beginning of 2008, total 490 pumping facilities have been installed and started for operation by DSI. 424 of these systems are irrigation pumping stations and 66 are drainage pumping stations. 426 of 490 stations have been transferred to organizations settled by beneficiaries and the remaining 64 stations are still under DSI management.

DSI carries out monitoring and evaluation of operation and maintenance services of transferred pumping stations, shares the results with beneficiaries, and provides technical and training services to increase performance of the stations and to obtain more cost effective ways of operating. Thus, in order to decrease the share of input energy in operational costs, DSI tries to use pumps functioning more effectively, needing less operation and maintenance services and spending less energy.

DÜŞEY MİLLİ POMPA İSTASYONLARI – GENEL BOYUTLANDIRMA VE POMPA SEÇİMLERİ

Onur KONURALP

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Ramazan ÖZCAN

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Kahraman ALBAYRAK

ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Bu bildiride, düşey milli pompaların, tasarım kaynaklı olarak; montaj derinliği, emme yüksekliği, yerleşim, işletme kolaylıkları gibi esnek çözüm yaklaşımları, özellikle kaynak pompa istasyonları ve depolama gerektiren ara terfi istasyonları için uygunlukları hakkında bilgiler verilecektir. Genel seçim yaklaşımları, boyutlandırma, performans değerleri, farklı hız yaklaşımları, işletmede sırasındaki kolaylıkları benzeri konularda çeşitli uygulama örnekleri ile incelenecektir.

1. POMPALAR VE POMPA İSTASYONLARI

Tarih boyunca insanlar, yerleşimlerini temel gereksinimlerine kolay ulaşabilecekleri yerlere kurmaya çalışmışlardır. Köyler, ardından gelişen kasabalar, kentler hepsi öncelikle içilebilir su kaynakları açısından yeterli olduğu düşünülen bölgelerde gelişmişlerdir. Gelişmelerine paralel olarak oluşturdıkları nüfusları artmış ve yakın su kaynakları yetersizleşmeye başlamıştır. Bu da farklı biçimlerde gelişen teknolojiye bağlı olarak suyun kaynaktan kullanıcıya taşınması için çabaları beraberinde getirmiştir. Çözüm örnekleri olarak; su kemerleri, su kanalları, sarnıçlar, su değirmenleri vb. etkileyici anıtlar bütün gelişmiş tarihi kentlerde hala görülebilir.

Pompalardaki gelişmeler ile kot farkına bağımlılık ortadan kalkmış açık kanalların yanında kapalı boru hatları döşenmeye başlanmış gerek duyulan yerlere su kilometrelerce uzaklıktan getirilmeye, getirildiği kentte de yine pompalar ile dağıtılmaya başlanmıştır. Kullanım sonrası oluşan atık su da, yine pompalar ile uzaklaştırılmaktadır.

Kent su gereksinimlerinin yanında tarımsal amaçlı sulamada da kaynaktan sulanacak arazilere yine pompalar ile su ulaştırılmaya çalışılmaktadır. Bir diğer önemli kullanım amacı da, kontrolsüz suyun uzaklaştırılmasıdır. Yağmur kaynaklı seller, nehir taşkınları; yerleşimleri, tarımsal alanları tehdit etmekte, bu gelen suların uzaklaştırılması gerekmektedir. Koruma kontrol amaçlı pompa istasyonları plansız şehirleşme ve iklimsel değişimler ile daha da önemli hale gelmektedir. Enerji santrallerinde soğutma çevrim suyu için de pompalı sistemler yaygınlaşmıştır.

Bütün sistemlerde de; su alma yapısı içinde pompa(lar), besleme ve kontrol ünitesi, emme ve basma hattı gibi yapılar birlikte kullanılır.

2. DÜŞEY MİLLİ DİK TÜRBİN POMPALAR

Düşey Milli Dik Türbin Pompalar, dar ve derin kuyulardan (dinamik su seviyeleri düşük) suyu yüzeye çıkartmak amaçlı, dikey çalışan kademeli, seri pompa uygulaması şeklinde özel olarak tasarlandılar. Başlangıçta uygulamaya yönelik kuyu teçhizatlarından gelen sınırlama ile 4"-6"-8"-10" şeklinde nominal çaplarda üretildiler.

İlerleyen yıllarda kuyu dışı uygulamalarda da kendilerine özel modüler yapıları, çap sıkıntısı olmayan montaj alanlarına uygun yüksek debili tasarımlar, suyun içine sarkıtılmaları sebebi ile emmedeki avantajları (düşük NPSHg), değişken dinamik su seviyelerinden bağımsız çalışma esneklikleri ile kuyu dışı uygulamalarda da kullanılmaya başlandılar.

Bu pompaların, yerüstü montaj alanlarının küçüklüğü ve işletmedeki vakum pompası gibi ek ve kontrol edilmesi gereken yardımcı ekipmanlara gerek duymamaları işletme konusunda da avantajlar sağladı.

Gittikçe daha uzaklardan daha yükseklerle su ulaştırma çabaları, çapları büyürken kademe sayılarındaki artış ile farklı motor hızlarında ve değişken dinamik su seviyelerine çeşitli alternatifler yaratılmasını da sağladı. Sonuçta, düşey milli pompalar; çok kademeli uygulamaları ile farklı basma yüksekliklerine ulaşabilme olanakları, debi için de tasarım anlamında çap sınırlamaları olmaması, farklı devirlerde motorlara bağlanabilmeleri, emiş koşullarına uygunluklarının daldırma mesafeleri ve kolon borusu boyları ile ayarlanabilmesi gibi özellikleri sayesinde uygulamacı için mekanik ve inşaat tasarımı aşamasında çok farklı alternatifler yaratılmasına olanak sağlar.

3. POMPA İSTASYON YAPISI YA DA YERLEŞKESİ

Pompa istasyon yapıları aşağıdaki şematik gösterimle tanımlanabilir.

Pompa İstasyon Yapısı

- **İlintili Gereçler ya da Yapılar**
 - Emme hatları, kanalları,
 - Basma hatları,
 - Havalandırma dinlendirme tankları,
 - Depolar,
 - Kanallar vb.
- **Pompa İstasyonu**
 - İlintili Gereçler ya da Yapılar
 - Yakıt depoları,
 - Ayıklayıcılar, süzgeçler, elekler, kalburlar vb.,
 - Vinçler,
 - Işıklılandırma,
 - Su alma yapıları,
 - Hava tankları vb.
 - **Pompa ekipmanları**
 - Pompa asıl ekipmanları
 - Pompalar,
 - Vanalar,
 - Borular vb.
 - Pompalar için sürücü ekipmanları
 - Ana sürücüler (motorlar vb.),
 - Güç iletim ekipmanları.
 - Yardımcı ekipmanlar
 - Ön su verme sistemleri,
 - Soğutma yapıları,
 - Yağlama, salmastra yapıları vb.
 - Güç kaynakları
 - Kontrol ekipmanları (panolar, sensörler vb.)
 - **Ana bina**
 - Emme yapısı,
 - Pompa hücreleri,
 - Rezervuarlar (temiz su, atık su, soğutma suyu, ham su vb.),
 - Yakıt depoları.
 - **Bina Yapısı**
 - Pompa odası ya da katı,
 - Pompa kontrol odası,
 - Elektrik kontrol odası,
 - v.b.

Pompa İstasyonlarının basılacak akışkana göre genel özellikleri özetle **Tablo 1**'de görülebilir.

Tablo 1. Pompa İstasyonları Genel Özellikleri

	Genel Su İşleri	Pis sular		Sulama	Deşarj - Drenaj
		Atık Sular	Yağmur Suları		
Su kalitesi	Temiz su	Atık su	Yağmur suyu	Göl ya da nehir suyu (temiz)	Çamurlu taşkın suyu
Çalışma şartları	Sürekli	Sürekli	Kısa süreli	Sürekli	Kısa süreli
Pompa Tipleri					
	Yatay salyangoz	Yüksek debili düşey karışık akışlı	Yüksek debili düşey karışık akışlı	Yüksek debili düşey karışık akışlı	Yüksek debili düşey karışık akışlı
	Düşey salyangoz	Düşey salyangoz		Yatay salyangoz	
		Atık su dalgıçları (küçük orta büyüklükte)			
Basma Yükseklikleri	Genelde yüksek	Genelde yüksek	Genelde düşük	Genelde yüksek	Genelde düşük
Sürücüler	Elektirik motoru	Elektirik motoru	Dizel ya da elektrik motoru	elektirik motoru	Dizel ya da elektrik motoru

4. DÜŞEY MİLLİ POMPA POMPA İSTASYONLARI

Düşey milli pompa istasyonları genelde mevsimsel olarak değişken su kaynaklarında kullanılırlar. Depo gereksinimi olmayan ve sürekli beslenebilen, pozitif giriş (emme hattı) basıncına sahip ara aktarma istasyonlarında tercih edilmezler.

Genelde çoklu pompa istasyonuna sahip hatlarda, ilk istasyonlar düşey milli pompa istasyonlarıdır. Günümüzde otomatik dur-kalk yapıları ile işletmedeki yarattıkları kolaylıklarla emme yüksekliği gereken (vakum pompası ya da emiş basıncı gerektiren yatay pompaların yerine) kaynaktan uzak istasyonlarda da tercih edilmektedirler.

Düşey milli pompalarda pompa su içindedir ve güç pompa basma katından ya da kimi zaman ayrı tasarlanan kuru motor katından kolon borusu içinde yataklanmış aramilleri ile pompa miline aktarılır. Tek ya da çok kademeli olan çarklar pompa mili üzerinde döner, akışkan çanaklar içinden geçerek basınçlandırılmış biçimde kolon borusunu doldurarak yükselir ve kullanım alanına ulaşır. Devreye alınmış pompa istasyonları uygulamalardan örnekler ileride sunulmaktadır.

Düşey milli pompa istasyonu için ilk çalışmalar “hangi debiyi hangi basma yüksekliğine basacağız?” temel sorusu ile başlar. Teoride eğer hiçbir önleyici belirleyici kriter yoksa, diğer pompa tiplerinden farklı olarak düşey milli pompa tasarımcısının istenen performans değerlerine ulaşmak için sonsuz bir yaklaşım özgürlüğü vardır. Bazı örnekler vermek gerekirse;

- Pompa(lar) tek kademeli düşünebilir.
- Pompa(lar) çeşitli hızlarda düşünebilir (eğer dizel motor uygulaması ya da değişken devir uygulaması için bir sınırlama yoksa) .
- Pompa(ları) çok kademeli olarak düşünebilir.
- Pompa sayısını artırarak paralel olarak çalışmalarını bir kollektöre basmalarını düşünebilir, böylece debiyi sonsuz sayıda pompaya bölebilir.
- Yukarıda anılanları birbiri ile birlikte de düşünebilir; çok kademeli, farklı devirlerde, şu kadar sayıda gibi.
- Ya da elinde daha önce tasarlanmış bir pompayı bu yeni duruma sayı ya da kademe sayısı olarak uyarlamaya çalışır.
- Her yeni performans değeri kendi içinde yeni bir tasarımı getirir.

Ama pratikte tasarımcı bu kadar serbest değildir. Bunları iki temel ayırım ile düşünmek yerinde olacaktır;

- İnşa edilmiş ya da edilmekte olan bir istasyona pompa(lar) koymak,
- Kurulacak bir istasyona, oradaki koşulları da belirleyerek alternatifler yaratmak.

4.1. İnşa Edilmiş ya da Edilmekte Olan Bir İstasyona Pompa(lar) Tasarlamak ya da Seçmek

Bu durumda genellikle daha önceden yapılan ön hazırlıklar sonucunda yapı ve pompa adedi ortaya çıkmıştır. Yapı ile minimum, maksimum ve tasarım su seviyeleri belirtilmiş demektir. Pompa adedi ve yerleşimi de belirlendiği için ve yapısal olarak emme koşulları da değişmeyeceği için, üreticiyi belirli bir hız aralığında seçim ya da tasarıma zorlar. Bu detaylardan ileride söz edilecektir. Çoğunlukla verilen bir maksimum devir (ki bu da istasyon su seviyeleri önceden bir sınır düşünülerek belirtildiği içindir) söz konusu olduğunda, tasarımcı boyutsal sınırlamaları da dikkate alarak devir ve kademe sayısında çeşitlemeye gidebilir.

4.2. Kurulacak Bir İstasyona, Oradaki Koşulları da Belirleyerek Alternatifler Yaratmak

Daha önce söz edildiği gibi tasarımcının elinde teorik olarak sonsuz sayıda yaklaşım özgürlüğü vardır. Ama pratikte bunlar azalır ya da sınırlanırlar. Bu sınırlamalardan söz etmek gerekirse;

- Çoğunlukla sistemlerin sabit hızlı olması istenir. Sistemin süreklilik eğrisi (debi-zaman) sabit hızlı bir motor ile sağlanacak şekilde düşünülür. Eğer çok özel koşullarda kısa süreli farklı performans değerlerine ulaşmak gerekiyorsa istasyondaki pompalar çeşitlendirilir. Böylece sabit hızlı farklı sayı ve performans değerinde pompalardan oluşan bir istasyon planlanır. Bir diğer nokta da standard hızlardan uzaklaştıkça frekans konvertörü benzeri ek ekipmanlar ile onların getirdiği maliyetten uzaklaşmaktır. Kapalı çevrim sistemlerde yani basma yüksekliğinin kot farkından değil de, sistem kayıplarından oluştuğu yapılarda farklı devir uygulamaları kimi zaman uygulanabilir.
- Standard hızlara gelindiğinde ise seçenekler daha da sınırlanır. Bu sefer standard hızlarda, standard motor güçleri öne çıkar. Genelde hız arttıkça motor güçleri düşer ya da standard hızlarda ama özel güçlerde motorlar söz konusu olur.
- Genel olarak pompalar için debiye bağlı hız sınırları söz konusudur. Hız arttıkça pompa küçülür, küçüldükçe sürtünme kaynaklı kayıplar artar. Bu da hidrolik tasarım kaynaklı bazı sınırlamalar getirir. Hidrolik sınırlamaların yanı sıra, sistemin bütünü düşünüldüğünde mekanik olarak da rulmanlar, yataklar miller vb. kaynaklı başka sınırlamalar ortaya çıkar.
- Bir ya da daha fazla standard hız başlangıç olarak belirlendiğinde yaklaşık pompa büyüklükleri ortaya çıkartılır.
- Pompa büyüklükleri ortaya çıkınca da bina su alma yapısı için olası büyüklükler ortaya çıkar. Su alma yapıları, yani su seviyeleri pompa yerleşimine göre inşaat işlerini yönlendirir. Bu da istasyonun fiziksel koşulları ile kurulacağı yerdeki coğrafi koşullar arasındaki ilişkiyi belirler. Hız arttıkça emme hızı da artar bu da daha fazla daldırma seviyesi gerektirir. Bu durumda montaj derinlikleri artar su alma yapı maliyetleri yükselir.
- Bir diğer nokta ise, motor hızları arttıkça aynı güçler için motor maliyetlerinin düşmesidir. Bu da alıcı tarafından değerlendirilebilir.
- Hıza göre emiş yapıları çeşitlendirilebilir, montaj ve daldırma derinlikleri hız düştükçe azalır.
- Hız düştükçe pompa maliyeti artar, pompa büyür ve kademe sayısı artar.
- Hızı düşürmeden pompayı büyütmeden kademe sayısını artırmadan pompa adedi artırılarak yani debi düşürülerek de inşaat boyutları (derinlik olarak) düşürülebilir.

Bütün bunlar, alıcı ile tasarımcı arasında maliyetler, üretim kolaylıkları, motor benzeri ekipmanlara ulaşım, teslim süresi gibi çeşitli noktalar açısından değerlendirilmelidir.

Pompa ve daldırma derinliklerindeki boyutsal değişimleri görmek açısından **Tablo 2** aşağıdaki yaklaşımlar ile oluşturulmuştur;

- Sabit basma yüksekliğinde değişken standard hızlarda, sabit debide,
- Sabit basma yükseklikleri için sabit hızda, farklı debide,
- Sabit ama kademeli pompa olarak (1-2-3) sabit hızda, sabit debide,
- Sabit ama kademeli pompa olarak (1-2-3) değişken hızlarda, sabit debide,
- Pompa sayısı artırılarak (1-2-3) toplamda sabit debide, sabit basma yüksekliğinde, sabit hızda,
- Pompa sayısı artırılarak (1-2-3) toplamda sabit debide, sabit basma yüksekliğinde, değişken hızda.

Tablo 2'de Toplam Debi = 2250 l/s $H_m = 120$ m istenen bir istasyon için farklı hız, kademe ve pompa sayısı şeklinde değişikliklerle boyut-adet değişimlerinin ve istasyon taban kotlarının bir özet dökümü yapılmıştır.

Ön kabuller:

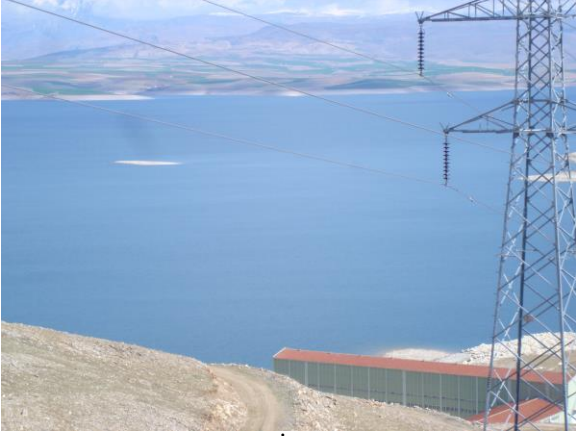
- Pompa oturma kotu 0 m alınarak emmedeki gereken net pozitif yükler hesaplanmıştır.
- N_s değeri $Q = m^3/s$, $H_m = m$, $n = rad/s$ için birimsizdir).

Tablo 2- Toplam Debi = 2250 l/s Hm = 120 m İstenen Bir İstasyon İçin Alternatifler

Q	pompa adedi	kademe sayısı	Hm	Hız	Özgül Hız	yak. Çanak Çapı	min. su seviyesi		
							-2 m	-4 m	-8 m
(l/s)			(m)	(D/D)	Ns	(mm)	(m)		
2550	1	1	120	1450	1.21	979	-14.1	-16.1	-20.1
2550	1	1	120	1000	0.83	1319	-5.7	-7.7	-11.7
2550	1	1	120	750	0.62	1685	-6.7	-8.7	-12.7
2550	1	1	120	1450	1.21	979	-14.1	-16.1	-20.1
1275	2	1	120	1450	0.85	914	-6.2	-8.2	-12.2
850	3	1	120	1450	0.70	885	-4.5	-6.5	-10.5
2550	1	1	120	1000	0.83	1319	-5.7	-7.7	-11.7
1275	2	1	120	1000	0.59	1254	-5.5	-7.5	-11.5
850	3	1	120	1000	0.48	1226	-5.4	-7.4	-11.4
2550	1	1	120	750	0.62	1685	-6.7	-8.7	-12.7
1275	2	1	120	750	0.44	1620	-6.5	-8.5	-12.5
850	3	1	120	750	0.36	1592	-6.5	-8.5	-12.5
2550	1	1	120	1450	1.21	979	-14.1	-16.1	-20.1
2550	1	2	60	1450	2.03	799	-14.2	-16.2	-20.2
2550	1	3	40	1450	2.75	729	-14.4	-16.4	-20.4
2550	1	1	120	1000	0.83	1319	-5.7	-7.7	-11.7
2550	1	2	60	1000	1.40	1040	-4.9	-6.9	-10.9
2550	1	3	40	1000	1.90	926	-4.6	-6.6	-10.6
2550	1	1	120	750	0.62	1685	-6.7	-8.7	-12.7
2550	1	2	60	750	1.05	1299	-5.6	-7.6	-11.6
2550	1	3	40	750	1.42	1137	-5.2	-7.2	-11.2
2550	1	1	120	1450	1.21	979	-14.1	-16.1	-20.1
1275	2	2	60	1450	1.43	722	-6.0	-8.0	-12.0
850	3	3	40	1450	1.59	606	-3.7	-5.7	-9.7
2550	1	1	120	1000	0.83	1319	-5.7	-7.7	-11.7
1275	2	2	60	1000	0.99	963	-4.7	-6.7	-10.7
850	3	3	40	1000	1.10	802	-4.2	-6.2	-10.2
2550	1	1	120	750	0.62	1685	-6.7	-8.7	-12.7
1275	2	2	60	750	0.74	1221	-5.4	-7.4	-11.4
850	3	3	40	750	0.82	1013	-4.8	-6.8	-10.8

5. UYGULAMALARDAN ÖRNEKLER

Kuzova Pompa İstasyonu, 850 l/s – 118 m performans değerlerine sahip montaj derinliği yak. 22 m için olan 1250 kW – 1450 d/d pompa ve motor katı birbirinden ayrı olan ve bir kardan şaft uygulamasına sahip yak. 20 pompalık bir istasyondur. 2006 yılı içinde 2 pompa montajı yapılmıştır. Su seviyeleri pompa katına göre (–10) ila (–18) m arasında değişmektedir. Pompalar istasyon çıkışında doğrudan yak. 100 m’lik bir tepe üstündeki kanala suyu basmaktadır.



Resim 1- Kuzova Pompa İstasyonu ve Keban Baraj Gölü



Resim 2- Kuzova Pompa İstasyonu Su Alma Yapısı



Resim 3. Kuzova Pompa İstasyonu Motor Katı



Resim 4- Kuzova Pompa İstasyonu Pompa Katı



Resim 5- Adana Cevdetiye Pompa İstasyonu (500 l/s – 24 m – 1450 d/d pompalar)



Resim 6- Açık Alan Bir Pompa İstasyonu Örneği, Dibis- Irak (Q = 220 l/s – 240 m – 630 kW – 1450 d/d)



Resim 7- ASKİ Çamlıdere Sal Üstü Pompa İstasyonu

6. SONUÇLAR

Tablo 2'den de görüleceği gibi, birçok alternatif yaratılabilir. Bunlar arasında, üretilebilirlik, üretim süresi, motor gücü, N_s - pompa verimi ilişkisi, pompa boyutları, istasyon boyutları ve detayları, yerleşim detayları, besleme ve kontrol panolarının maliyeti gibi noktalar açısından bir optimizasyona gidilmelidir. Alıcı ve en az bir üretici ile, proje ön hazırlık aşamasında temasta olmalı inşaat öncesi değerlendirmeler yapılmalıdır. Unutulmaması gereken bir diğer nokta da, yüksek debili bu tür pompalar çoğunlukla işe göre özel tasarlanırlar, bu yüzden alıcının yalnızca katalog bilgileri üzerinden çalışması yanıltıcı olabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Layne Bowler Eğitim Notları
- [2] Dicmas, J. L. (1987) Vertical turbine, mixed flow and propeller pumps, McGraw – Hill Inc., U.S.A
- [3] Sulzer Centrifugal Pump Handbook (1992), Elsevier Science Publishing Co., USA
- [4] Karassik, I.J., Messina, J.P., Cooper, P., Heald, C.C, (2001) Pump Handbook 3rd edition, McGraw – Hill Inc., U.S.A
- [5] Hitachi, Handbook of Facilities Plans and Design,
- [6] Kubota Pump Handbook, vol. 1 Technical Manual.

SUMMARY

Vertical Turbine Pump Stations; General Dimensioning And Pump Selection

Vertical turbine pumps are applicable on the pump stations. Especially, the stations low and changeable water dynamic levels, vertical turbine lineshaft pumps have advantageous when compared to the other type pumps. Firstly, the parameters of a pumps station design is explained on this study. Then the advantageous of lineshaft pumps are shown.

Selection parameters, dimensions, stage and speed effect, capacities head of the pumps are detailed. For the civil works, the building dimensions, suction design etc. are also mentioned. Finally, examples of lineshaft pump stations are given with their working parameters.

Convenience of lineshaft pumps is discussed by giving practical solutions such as mounting depth, suction height, settling and easiness of operating of pumps, depending upon the pump design. The discussions are made for the pumps used mainly in spring water stations or in booster pump stations, needing storage tank. Furthermore, general selection approaches, dimensional, performance parameters, different pump speed approaches and easiness of operating are examines on different application examples.

DSİ DALGIÇ POMPA İHALELERİNİN ÖMÜR BOYU MALİYET VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN İNCELENMESİ

Onur KONURALP

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Ramazan ÖZCAN

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Zikri ÇELİK

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Kahraman ALBAYRAK

ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Bu bildiride, her yıl yinelenen ve ülkenin pompa sektöründe bir kalemde hem sayısal hem de çoğu zaman toplam güç anlamında en yüksek alımlarından son dört büyük DSİ dalgıç pompa ihaleleri incelenecektir. İncelemede sayısal veriler ele alınarak, dalgıç pompa ihalelerindeki performans değerleri, güç marjları, sistem verimi ve bileşenleri, bu bileşenlerin toplam enerji maliyetine etkileri şeklinde değerlendirilerek, ilk yatırım, ömür boyu maliyet, verim, güç tüketimi, kayıplar ve işletme şeklinde somut veriler üzerinden yaklaşımlarda bulunulacaktır. Pompa verimleri, motor verimleri kablo ve pano kayıpları gibi detay değerlendirmeler ardından son dört yılın eldeki verilerine göre değerlendirmeler yapılacaktır. Verim avantajı formülasyonu ve daha yüksek verimli çözümlere dair öneriler üzerinde durulacaktır.

BÖLÜM - 1

Kavram Olarak ÖBM

Dünya elektrik enerjisinin % 20'sinden biraz fazlasını pompaj sistemleri tüketirler. Bu tüketim, bazı endüstrilerde, tesislerin elektrik sarfiyatının % 50'sine kadar ulaşabilmektedir. Pompalar, çok çeşitli amaçlarla, çok çeşitli sektörler için, genellikle münferiden ve fakat mutlaka bir sistemin unsurları olmak üzere alınırlar. Bu sistemlerin verimi ve performansı, sadece pompaya bağlı olmayıp; onu oluşturan tüm unsurların (boru, vana, tahrik ve kontrol donanımı gibi) birbirleriyle uyumuna, sistemin doğru kurgulanmasına bağlıdır. Öyle ki, çok yüksek verimli bir pompa, fevkalade verimsiz işletilebilir. Tecrübeler göstermektedir ki, bu yaklaşımla yeniden ele alınan ve unsurları birbirleriyle uyumlu hale getirilen sistemlerde % 30 ila % 50 enerji tasarrufu sağlanabilmektedir.

“Ömür Boyu Maliyet (ÖBM)” kavramı, herhangi bir pompalı sistemin, planlama aşamasından yatırıma dönüşümü, devreye alınması, işletilmesi, bakımı, onarımı ve ekonomik ömrünü tamamladığında sökülüp bertaraf edilmesi de dahil, toplam süreçteki tüm maliyet bileşenlerini göz önünde tutar; toplam maliyet üzerinden yapılan değerlendirmeleri kapsar.

Örneğin, orta kapasiteli bir endüstriyel pompanın satınalma maliyeti, ömür boyu maliyeti içinde sadece % 7 civarında kalırken, bakım onarım maliyeti % 30'a, enerji maliyeti ise % 60'a yakındır. Öte yandan, sadece acil durumda devreye girecek bir yangın pompasının satınalma maliyeti ÖBM içinde çok büyük bir yer tutabilmekte; şehir şebekeleri için 24 saat çalışacak bir sistemin ilk yatırım maliyeti ÖBM içinde % 5'e kadar düşebilmekte, uzun ömürleri boyunca harcadıkları enerji, toplam maliyet içinde % 90'a yaklaşabilmektedir.

Bu çalışmada, DSİ dalgıç pompa alımlarında yüksek enerji verimliliğine sağlanan avantajlar, ÖBM kavramına göre incelenecek; son 4 yılın alımları, işletme maliyetleri ve bunların unsurları açısından değerlendirilecek; daha yüksek tasarruflar sağlayabilecek olan alternatif pompa çözümleri ele alınacaktır.

BÖLÜM - 2

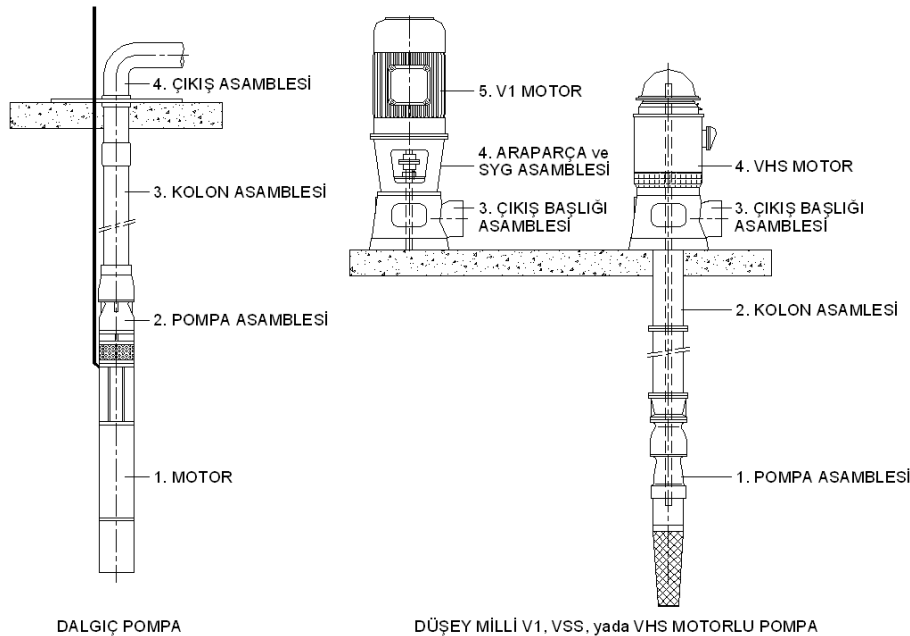
2.1. DSI'nin İşletme Maliyetlerine Yaklaşımı

Kuruluşundan beri; planlama, yatırım ve işletme süreçlerinden müteşekkil bir hizmet bütünü sunan DSI, dünyada benzerine az rastlanır bir şekilde, su ve sulama ile ilgili her konuda bir okul, bir ekol görevi de üstlenmiş; yetiştirdiği uzmanları ile ülkemize çok değerli katkılarda bulunmuştur. DSI'nin başarılı yatırımları ve uzmanlık birikimi, yeni yatırımlar için vaz geçilmez referanslar teşkil etmiştir. DSI'nin, son yıllarda giderek artan biçimde enerji verimliliğine verdiği önem, bu yaklaşımı alımlarında bir değerlendirme kriteri olarak kullanışı, benzer yöntemler geliştirmek arzusundaki AB kurumlarında da yankı bulmuş; ihale yöntemleri, pompa imalatçıları'nın tepe örgütlerinde incelenmiş, Avrupa İklim Değişikliği Programına, Enerji Kullanan Ürünler Direktifi hazırlıklarına verilen görüşlerde değerlendirilmiştir. Bu tebliğde, DSI'nin, yeraltı sularından yararlanabilmek amacıyla satınaldığı ve kabul teslerini kendi laboratuvarlarında yaptığı derinkuyu pompalarının verimlerinde sağlanan artışların, ömür boyu maliyete etkileri ve ekonomimize getirdiği katkılar incelenmiştir.

2.2. Dik Türbin Pompalar

Derin kuyulardan (düşük ve değişken dinamik su seviyeleri) su temin etmek amacı ile tasarlanmış olan dik türbin pompalar, dünyada ilk defa, 1800'li yılların sonunda kullanılmaya başlanmıştır. Zaman içinde standartları belirlenmiş, tasarım, malzeme, uygulama alanları çeşitlenmiş ve gittikçe yaygınlaşmışlardır. Yapıları, santrifüj pompalardan farklılık arz eden bu pompalar, ardışık olarak sıralanan, difüzörlü kademelerden oluşurlar. Temel çalışma prensibi; belirli bir debideki akışkanın, belirli bir çap sınırlamasına dahilinde yüzeye çıkartılması için gerekli sayıda pompa kademesi ile (çark-çanak çifti) basınçlandırılmasına dayanır. Kuyuların teçhizinde kullanılan boruların anma çapları, içlerinde kullanılacak pompaların tanımlanması için de kullanıla gelmiştir. Radyal ya da karışık akışlı çark yapılarına sahiptirler.

Bir çark çıkışı yeni bir çanak girişini besler ardından yeni çark ile basınçlandırma devam eder. Kademe sayısı ile aritmetik bir artış şeklinde pompa basma yüksekliği artar. Modüler yapıları sayesinde, pompa tipi değişmeden kademe sayısında değişikliğe gidilerek istenen basma yüksekliğine ulaşılabilir. Anma çapları büyüdükçe debileri artar. Tahrir sisteminin yerine göre; düşey milli (VSS veya VHS motorla, yer üstünden tahrik) ve dalgıç (motor su içinde, pompanın altında) pompa olarak çeşitlenirler.



Şekil 1- Dik Türbin Tipi Düşey Milli ve Dalgıç Pompalar

Düşey milli pompalarda, tahrik unsuru veya motor yer üstünde, pompa yer altındadır. Güç, suyun basıldığı boru düzeneği (kolon) içinde yataklanan miller vasıtası ile pompaya aktarılır. Tahrik, değişken ya da sabit devirli bir elektrik motoru ile olabilir. Elektriğin olmadığı yerlerde, dizel motorlarla veya traktörle tahrik edilebilirler. Tahrik

sisteminin yer üstünde olması, kuyu çapında serbesti sağlayabilir. Standard motorlar ile uygulama çeşitliği açısından farklı devir ya da güç sınırlaması olmaksızın değişik performans ve ömür değerlerine ulaşılabilir.

Dalgıç pompalarda tahrik, pompa miline doğrudan bağlanmış, onunla birlikte kuyuya indirilmiş, su içinde çalışan dalgıç elektrik motorları ile yapılır. Kolon içinde mil yoktur ama bu defa, kuyu içinde, enerji kabloları yer alır. Akışkan, kolon borusu içinde yükselerek çıkış dirseğinden yüzeye çıkarılır. Yüksek motor devirleri, ömrü kısaltmakla birlikte, pompa ve motorları küçülterek yatırım maliyetlerini azaltır. Dalgıç pompa kullanımının giderek yaygınlaşması ve düşey milli pompaların yerini almasının temel nedenleri şunlardır:

- Elektrik enerjisinin yaygınlaşması ile dizel motor uygulamaları çoğunlukla yerini elektrik motorlarına bırakmış; aynı dönemde, dalgıç motor üretimi de başlamıştır.
- Montaj demontaj kolaylıkları, işletmeciye çekici gelmiştir; kuyu kalitesinin (doğruluğunun) pompa performansı üzerindeki menfi etkileri en aza inmiştir.
- İlk yatırım maliyetinin düşüklüğü, işletmecilere verilen destekler (özellikle tarım alanında), işletme maliyetlerine yönelik değerlendirmeye gerek bırakmamış; enerjinin pahalılığı göz ardı edilmiştir.
- Kamu alımlarında da yatırım maliyeti öncelikli kabul edilmiştir.

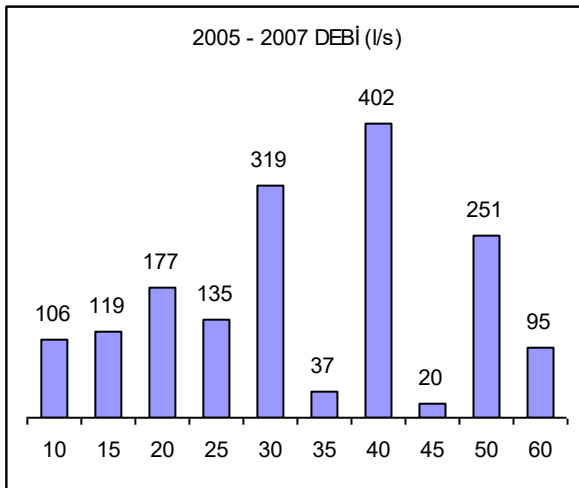
Ne var ki, ilerleyen yıllarda, özellikle işletme maliyetlerinin yatırım maliyetlerinden daha önemli olabileceği durumlar ortaya çıktıkça ve ömür boyu maliyet kavramı yerleştikçe, bu iki pompa tipinin birbirine alternatif olduğu fikri terk edilmeye başlanmıştır. ABD ve AB ile paralel olarak, ülkemizde de, sadece 24 saat işletilen pompalarda değil, belli sezonlarda, sınırlı sürelerle işletilen sulama pompalarında da enerji verimliliği dikkatle göz önüne alınır olmuştur.

BÖLÜM - 3

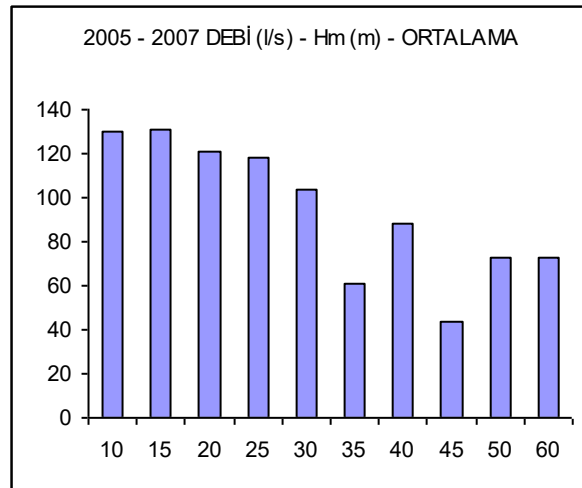
3.1. DSİ Dalgıç Pompa Alımları

Bu çalışmada, DSİ'nin 2005-2007 döneminde yaptığı 4 büyük ihale ile aldığı 10-60 lt/s debi aralığındaki 1662 adet dalgıç tipi derinkuyu pompasının performans verileri üzerinden değerlendirmeler yapılmış; bölgesel diğer alımlar dikkate alınmamıştır.

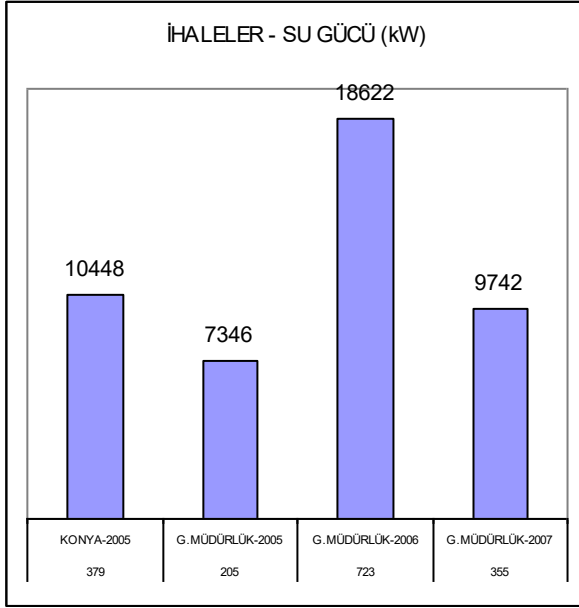
Söz konusu 1662 adet pompa, toplam 46.200 kW su gücü elde etmek için, % 62 ortalama sistem verimi ile 73.350 kW şebeke gücüne gerek duymaktadırlar. Pazar ve üretici verilerine adetler ve verimler noktasından bakıldığında, ülkemizde son dört yılda kurulan derinkuyu pompalarının, toplamda en az 250 MW'lık bir su gücü için yaklaşık 450 MW gibi büyük bir şebeke gücüne ihtiyaç duydukları tahmin olunmaktadır.



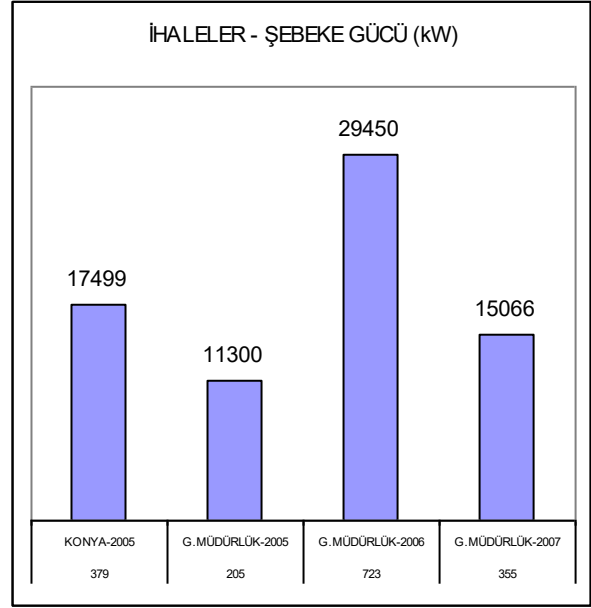
Grafik 1- Debiye Göre Pompa Alımları (Q-l/s ve adet olarak)



Grafik 2- Debiye Göre Ortalama Basma Yükseklikleri (Q-l/s Hm-m)

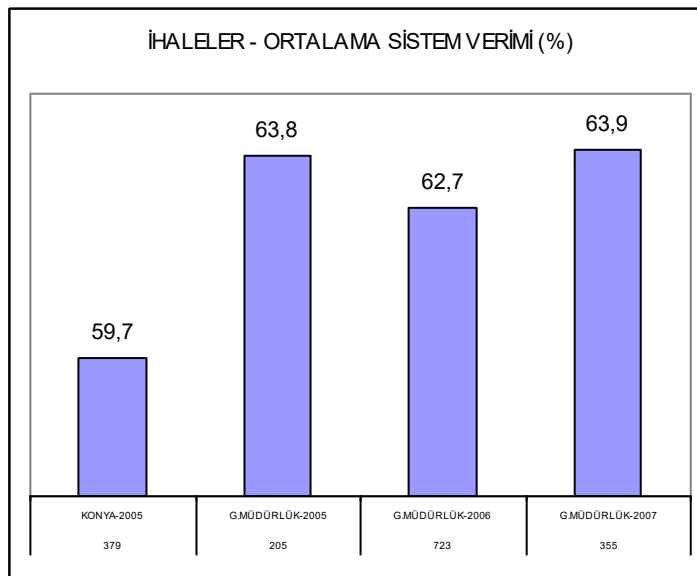


Grafik 3- Adete Göre İhalelerdeki Toplam Su Gücü (kW)



Grafik 4- Adete Göre İhalelerdeki Yaklaşık Şebeke Gücü (kW)

Grafik 1 ve **Grafik 2**, son dört yılda alınan dalgıç pompaların debi aralıklarına ve basma yüksekliklerine dağılımını; **Grafik 3** ve **Grafik 4** ise bunların toplam güç ihtiyaçlarını özetlemektedir. Debi arttıkça verimlerin yükselmesi, pompa ve motor büyüdükçe iç kayıpların azalmasına bağlı tabii bir neticedir. **Grafik 5**'te, avantaj yöntemiyle alımlarda elde edilen ortalama sistem verimleri incelenmektedir. Bu noktada belirtmek lazımdır ki, DSİ'nin bu uygulamayı ısrarla sürdürmesi, Ar-Ge faaliyetlerini kurumsal biçimde yürüten imalatçılarımıza destek olmuş; diğerlerini de tasarımlarını gözden geçirerek daha verimli pompalar üretmeye teşvik etmiştir. Hidrolik ve mekanik tasarımları yenilenen pompalarla hem üretim maliyetleri optimize olmuş, hem de işletme maliyetleri düşürülmüştür. Bunun, imalatçılarımıza, küresel rekabette büyük kazanımlar sağladığı da bir gerçektir.



Grafik 5- DSİ Avantaj Yöntemi ile, İhalelerde Ulaşılan Ortalama Sistem Verimleri (%)

3.2. Teklif Değerlendirme ve Yüksek Verime Avantaj Sağlama Yöntemi

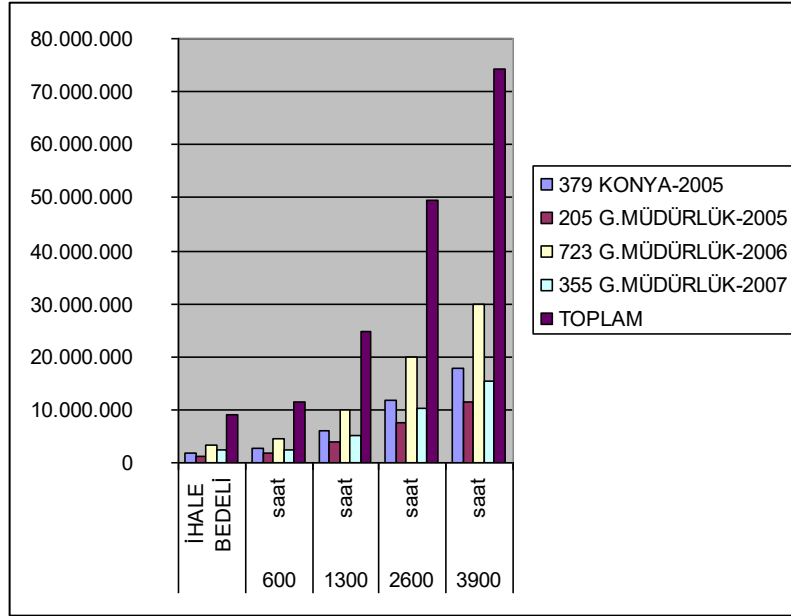
DSİ, ömür boyu maliyet yaklaşımı içerisinde sistem veriminin etkisini düşünerek bir değerlendirme yapmaktadır. Öncelikle, almak istediği en düşük sistem verimleri (referans verimler) ile ihale sürecini başlatmakta, ardından, tekliflerin değerlendirilmesi aşamasında, bu referans değerler ile tekliflerde önerilen sistem verimleri arasında **Tablo 1**'de verilen yöntemle göre bir kazanım hesaplamakta, bunu teklif değerinden düşerek en avantajlı teklife ulaşmaktadır.

Tablo 1. DSİ İndirim Formülü

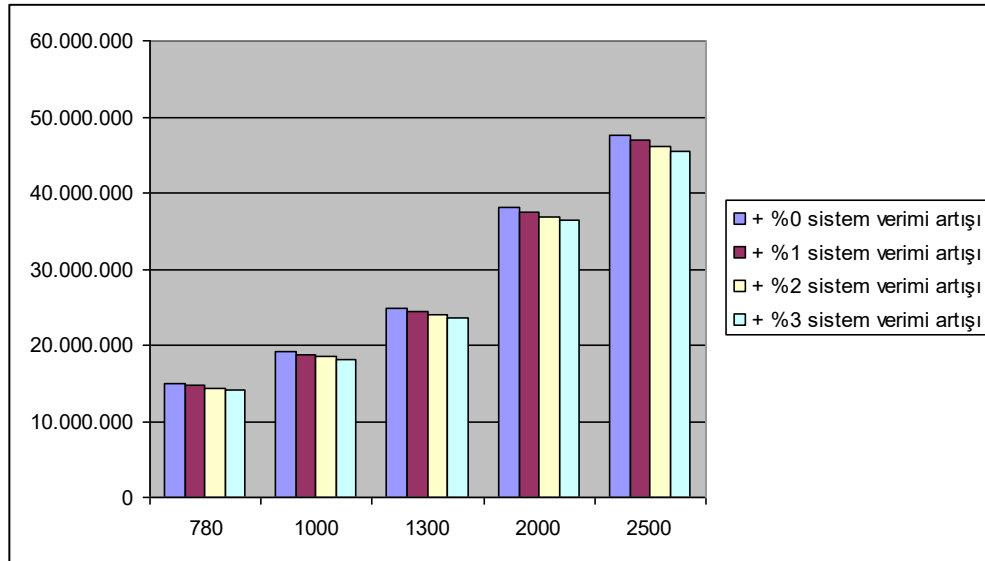
$A_k = \frac{Q_k \cdot H_{m_k} \cdot C \cdot R_A \cdot T}{102} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{Rk}} - \frac{1}{\eta_{Gk}} \right) \cdot n_k$	
$A = A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_k$	
$C = D \times K$	
Yukarıdaki formüllerde;	
$Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_k$	:Cetvel-II'de belirtilen 1,2,3,...,k sıra no.lu dalgıç pompaların dizayn debileri(lt/s)
$H_{m1}, H_{m2}, H_{m3}, \dots, H_{mk}$	:Cetvel-II'de belirtilen 1,2,3,...,k sıra no.lu dalgıç pompaların dizayn toplam manometrik basma yükseklikleri(HmSS)
$\eta_{R1}, \eta_{R2}, \eta_{R3}, \dots, \eta_{Rk}$	:Cetvel-II'de belirtilen 1,2,3,...,k sıra no.lu dalgıç pompaların referans verim değerleri(%)
$\eta_{G1}, \eta_{G2}, \eta_{G3}, \dots, \eta_{Gk}$	:Cetvel-III'de belirtilen 1,2,3,...,k sıra no.lu dalgıç pompaların komple sistem verim değerleri(%)
$n_1, n_2, n_3, \dots, n_k$	:1,2,3,...,k sıra no.lu dalgıç pompa adedi
$A = A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_k$	:Cetvel-II'de belirtilen 1,2,3,...,k sıra no.lu dalgıç pompa için isteklinin teklif fiyatından çıkarılacak bedel(YTL)
A	:İsteklinin teklif fiyatından çıkarılacak toplam bedel(YTL)
R_A	:İhalenin yapıldığı tarihteki T.C.M.B. resmi Amerikan Doları efektif satış kur'u.
T	:Dalgıç pompanın yıllık ortalama çalışma süresi(1300 saat)
D	:1 kWh elektriğin USD cinsinden bedeli.(D=0.05 USD)
K	:Dalgıç pompanın harcayacağı elektrik bedelinin bugünkü değerine indirgeme katsayısı.(K=4 alınacaktır)

Kabul aşamasında ise, her debi grubundan sayısal bir orana göre seçilen pompalar teste alınmakta; teklifte garanti edilen minimum sistem verimlerine göre değerlendirme yapılmaktadır. Teklif edilen verimden daha düşük, fakat referans değerlerden daha yüksek verime ulaşılması halinde, benzer ama daha yüksek katsayılı bir formülle ceza kesilmektedir. Ceza, o gruptaki tüm pompalara uygulanmakta, teste alınan pompanın referans değerlerden düşük verime sahip olması durumunda ise, toplu red yoluna gidilmektedir.

Grafik 6'da, pompaların ilk yatırım maliyeti olarak ihale bedelleri esas alınmış, 600, 1300, 2600, 3900 saatlik işletme süreleri için hesaplanan enerji maliyeti ile satınalma maliyetleri mukayese edilmiştir. Görüleceği üzere, sadece 600 saatlik bir işletme döneminde dahi (yıllık işletme süresinin yarısından azdır), enerji maliyeti, satınalma maliyetini aşmaktadır. Yani aslında ilk yatırım nerede ise hiç önemli değildir. Bu değerlendirme, hem ÖBM kavramının geçerliliğini, hem de DSİ'nin konuya bakış açısındaki haklılığı tartışmasız biçimde ortaya koymaktadır. Sadece iki yıllık garanti süresi dikkate alınsa, satınalma maliyetinin toplam maliyet içinde ancak % 15 kadar tuttuğu görülmektedir.



Grafik 6- Teklif Tutarları ve Çalışma Saatlerine Karşılık Gelen Enerji Maliyetleri (YTL)



Grafik 7- Sistem Verimlerindeki Artışın Yıllık İşletme Maliyetlerine Etkisi (İşletme Saati ve YTL)
(Enerji Maliyeti 0.26 YTL/kWsa Alınmıştır)

Grafik 7, sistem verimlerindeki yüzdesel artışların enerji tüketimine doğrudan etkisini göstermektedir. Referans verim, % 0 artış ile anılmış, hesaplamada yıllık 780 ila 2500 saatlik kullanım süreleri dikkate alınmıştır. İşletme saati arttıkça, verimli pompaların getireceği avantajın daha büyük olması tabiidir.

BÖLÜM - 4

4.1. Dalgıç Pompalar için Sistem Verimi Bileşenleri

DSİ, günümüzde öne çıkan “sistem verimi” yaklaşımının da öncülerinden olmuştur. Alımlarında, pompa verimi yerine sistem verimine avantaj sağlamayı yıllardır sürdürmektedir. Tanımladığı sistem, pompa, motor, kablo ve panodan oluşmaktadır.

Pompa: Pompa çok kademeli bir dalgıç pompadır, çeşitli debilere göre farklı basma yüksekliklerinde, dolayısı ile farklı kademe sayılarında olabilmektedir. Pompalar DSİ tarafından belirlenen maksimum çaplara göre (kuyu çapı) belirlenir ve talep edilen referans verimlere göre, en verimli noktalarına yakın değerlerde verilmeye çalışılır. Belirlenmiş malzemelere göre alımlar yapılmaktadır. Her üreticinin farklı pompa verimleri vardır.

Motor: Dalgıç motorlar 6"-8"-10"-12" benzeri anma çaplarından belirli güçlerde üretilirler. Farklı çaplar için anma güçleri ve performansları Tablo 2'de görülebilir. DSİ'nin Şartnamelerinde öngördüğü iki temel sınırlama vardır; maksimum çap ve yüklenme için %10 güç marjı.

Kablo: Çoğunlukla yıldız-üçgen yol vermeli olan motorlar için, şartnamelerde öngörülen montaj derinliklerine bağlı olarak, motor gücü ve en fazla % 3 voltaj kaybını kabul edecek bir yaklaşımla seçilirler.

Pano: Motora uygun ve belirli koruma kontrol elemanlarını içeren bir tanımlama içindedir. Ama asıl sınırlama motor yüklenmesi sırasında işletme koşullarında % 99 kompanzasyon sağlanmasıdır. Bu da motor cosØ değeri ile ilintilidir. Motor gücüne üreticisine ve yüklenmesine göre değişen bu değere göre yeterli kompanzasyon için farklı kVA'larda kondansatörler eklenir.

Pompa sistemlerinde, sistem bileşenlerinin kendi özelliklerine, tasarımlarına ve seçimlerine, çalışma koşullarına, sistemin diğer elemanları ile olan ilişkilerine bağlı olarak verimleri vardır. Çeşitli sebeplerle (tasarım kaynaklı, malzeme kaynaklı, üretim teknolojisi vb. kaynaklı) sistem bileşeni içinde kaybedilen enerji, bileşenin verimliliğini belirler.

Tablo 2- Motor Tiplerine Göre, Örnek Performans Değerleri

VSS MOTOR			VHS MOTOR			DALGIÇ MOTOR			
kW	verim %	cosφ	kW	verim %	cosφ	çap	kW	verim %	cosφ
15	88	0.91	15	83	0.78	6"	15	82.0	0.87
18.5	89	0.93	18.5	83	0.75		18.5	82.5	0.85
22	90	0.91	22	84	0.8		22	83.5	0.87
22	89	0.92	30	87	0.78		26	83.5	0.87
30	91	0.92	37	86	0.78		30	85.0	0.85
37	89	0.93	45	85	0.79		34	83.1	0.80
45	91	0.91	55	86	0.8		37	86.1	0.86
55	93	0.92	75	89	0.78		45	83.0	0.86
75	92	0.9	90	87	0.77	8"	18.5	82.2	0.88
90	91	0.92	110	90	0.91		30	83.5	0.89
110	91	0.92	132	90	0.89		37	84.0	0.89
132	92	0.93					45	85.0	0.89
160	93	0.93					110	88.0	0.87
185	94	0.93					130	88.0	0.88
200	94	0.93					150	88.0	0.89
250	94	0.93				10"	90	87.3	0.88
							110	88.3	0.89
							185	88.0	0.90
						12"	185	89.7	0.88
							220	91.0	0.89
							260	92.0	0.90
							300	91.0	0.89

Verim, sistem bileşeninden çıkan güç ile giren güç oranı olarak tanımlanır ve her biri sistem bileşeninin kendi adı ile anılır.

Pompa Verimi: Pompa miline aktarılan güç ile belirli bir basma yüksekliğinde debi elde edilir. Giren güç pompa miline aktarılan güçtür. Pompadan çıkan güç akışkan gücüdür. Pompa içindeki mekanik, hacimsel ve hidrolik kayıplar nedeni ile verilen güç ile alınan güç birbirinden farklıdır. Alınan akışkan gücü ile verilen mil gücü oranı pompa verimi olarak adlandırılır.

Motor Verimi: Motorlar verilen elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürürler. Elektriksel ya da manyetik alan kayıpları, hava ya da su içinde rotor sürtünme kayıpları, bakır kayıpları, mekanik yatak kayıpları gibi iç kayıp

sonrası motor milinden mekanik güç elde edilir. Alınan bu gücün elektriksel olarak verilen güce oranı da motor verimi olarak adlandırılır.

Pano Verimleri: Panolar sistemin kontrol ve koruma ünitesidir Kablo aracılığı ile aldıkları gücü yine kablo aracılığı ile motora aktarırlar. Direk, yıldız-üçgen, yumuşak yolvermeli v.b. çeşitli türleri anılabilir. Panolar içindeki kontrol koruma ekipmanlarının da (röleler, bağlantı kabloları, şalterler, kondansatörler vb.) görevlerini yaparken güç kaybı oluşur, bu kayıp da çoğunlukla ısı olarak ortama yayılır. Pano tasarımı ve elemanların doğru seçimi bağlantıların kalitesi hem yaptıkları işlev hem de kayıplar açısından önemlidir.

Kablo Verimleri: Kablolar elektriksel gücü aktarmakla görevli suyu akıtan borulara benzerler. Güç ve uzunluk ilişkisine bağlı olarak kabul edilmiş % 3 voltaj düşümüne göre kesit alanları belirlenerek seçilirler. Kablo kesit alanı boru çapı, akım debi voltaj ise sürtünme kaybı olarak benzeştirilebilir. Eş uzunlukta bir kablo için aynı akımda, kesit alanı artıka sürtünme kayıpları düşer. Aynı voltajda yüksek akım için kesit alanı eş uzunluk kablo için artırılmalıdır. Yapılan testlerde % 3 voltaj düşümü öngörüldüğünde ortalama olarak yaklaşık % 1 - % 2 puan civarında ısı olarak açığa çıkan bir kayıp gözlenmektedir.

Bütün elemanların da en verimli noktalarına yakın bir kombinasyonla bir araya getirilmesi ile toplam sistem verimi ya da pompalı sistemler için söylendiğinde telden suya olan verim birbiri ile çarpımlar halinde elde edilir.

4.2. Düşey Milli Pompalar için Sistem Verim Bileşenleri

Düşey milli pompardan oluşan sistemlerde, dalgıç motorun yerini VHS veya VSS motorlar, kabloların yerini de kolon sistemindeki ara milleri alır. Alternatif olmamaları nedeniyle birbirlerine üstünlükleri dikkate alınmayıp, enerji verimleri üzerinden bir inceleme yapılırsa, ömür ve bakım onarım maliyetlerini eşit kabul etmek mümkündür.

4.3 Dalgıç ve Düşey Milli Pompalar için Karşılaştırmalar

4.3.1. Pompalar

Yapısal olarak düşey milli ve dalgıç pompalar, emiş hazneleri ve klapeleri dışında nerede ise birbirinin aynısıdır. Emiş haznesi ve klape tasarımları kaynaklı verim farkları göz ardı edilebilecek kadar düşüktür.

4.3.2. Motorlar

Düşey milli pompalar için kullanılan VHS (vertical hallow shaft) ve VSS (vertical solid shaft) motorlar için yerli üreticilerden alınan örnek verim ve $\cos\phi$ değerleri Tablo 2’de verilmiştir. Düşey milli pompalarda hem VHS hem de VSS motorlar kullanılabileceğinden her iki grup da dikkate alınmıştır.

4.3.3. Kablolar ve aramilleri

Dalgıç pompa kabloları istenen montaj derinliğine ve % 3 voltaj düşümüne göre kesiti ile tanımlanır. Bu kayıp çeşitli denklemlerden hesaplanabileceği gibi, standard kablo kesitleri temel alınarak % 3 Voltaj Düşümü-Kablo Kesiti-Akım şeklinde hazırlanmış seçim tabloları da kullanılabilir.

Düşey milli pompalar için aramilleri ise benzer şekilde aktarılacak güce göre belirlenir. Kritik durumlarda taşıyabileceği eksenel yükün de kontrol edilmesi gerekir. Aramilleri montaj derinliğine ve mil çapına göre standartlarda belirtilen yaklaşık kayıplara sahiptir. Yüzey kaliteleri ve yataklama malzemeleri ile bu değerlerin 1/3’ne kadar düşülebilir. Toplam güç dağılımlarına bakıldığında ortalama montaj derinlikleri de düşünülerek maksimum % 1-2’ler civarında bir kayıp düşünebilir. Bunun da, en kötü durumda kabloların % 3 voltaj kaybına karşılık geldiği, kablo ve aramili kayıplarının birbirini karşıladığı söylenebilir.

4.3.4. Panolar ve kompanzasyon için kondansatör kayıpları

Panolarda istenen kompanzasyon değeri için, motor $\cos\phi$ değerleri en etkin maliyet ve kayıp kaynağıdır. Panodaki diğer koruma ve kontrol elemanları ortak olarak düşünülebilir. Pano kayıpların tasarıma bağlı olarak ve temel bir hata yok ise dikkate alınmayacak kadar düşük olduğu gözlenmiştir.

Aynı güç için her 1 puanlık düşük $\cos\phi$ değeri için yaklaşık %10 daha fazla kVAR’lık kondensatör gerektirdiği bir ilk yatırım maliyeti olarak dikkate alınabilir. İlk yatırım maliyetleri açısından liste fiyatları üstünden karşılaştırma yapıldığında bu ihmal edilebilir.

BÖLÜM - 5

Benzer Çalışma Koşullarına Göre İlk Yatırım Maliyetleri ve ÖBM Karşılaştırmaları

Tablo 3, bildiride ele alınan sistem verimi unsurlarını eş debi ve basma yüksekliğindeki bazı dalgıç ve düşey milli pompalarda karşılaştırmak amacıyla hazırlanmıştır. Rastgele seçilmiş bu pompalarda, montaj derinlikleri, genellikle basma yüksekliklerinin 1/3'ü kadar olmakla birlikte, basma yüksekliğine eşit kabul edilmiştir. Böylece daha verimli olan düşey milli pompaların, daha pahalı olması sağlanmış, dolayısı ile en emniyetli durum dikkate alınmıştır. Seçilmiş bu örneklerin liste fiyatları üzerinde yapılan çalışmalar neticesinde, dalgıç pompaların, düşey milli pompalara göre % 19 ila 33 arasında daha ucuz oldukları belirlenmiştir. Buna mukabil, düşey milli pompaların verimleri, dalgıç pompa verimlerinden fark olarak % 3,6 ila % 6,6, oransal olarak % 5,7 ila % 10,7 arasında daha yüksektir.

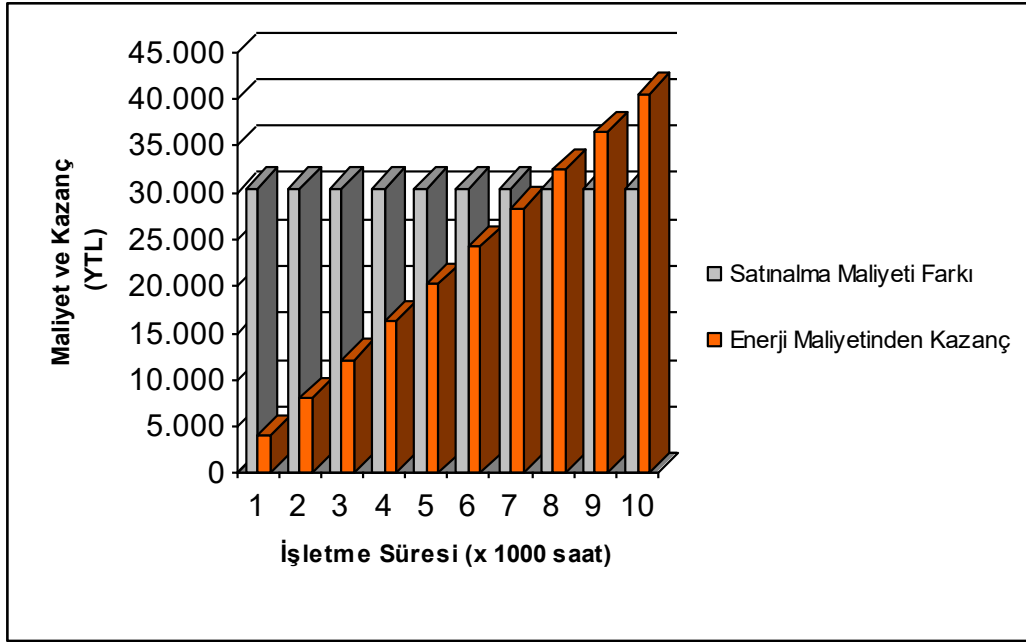
Tablo 3- Örnek Pompalar Üzerinden, Düşey Milli ve Dalgıç Pompa Performans ve Maliyet Mukayesesi

DALGIÇ POMPALAR									
Q (l/s)	Hm ve Montaj Derinliği (m)	Su Gücü (kW)	YAK. POMPA VERİMİ %	YAK. MOTOR VERİMİ %	YAK. KABLO KAYBI %	YAK. PANO KAYBI %	YAK. SİSTEM VERİMİ %	YAK. ŞEBEKE GÜCÜ (kW)	YAKLAŞIK BEDELİ (YTL)
10	40	3,9	73	78	98	99,5	55,5	7,1	5.400
10	100	9,8	73	82	98	99,5	58,4	16,8	11.700
25	40	9,8	75	82	98	99,5	60,0	16,3	7.800
25	100	24,5	75	85	98	99,5	62,2	39,4	19.200
30	40	11,8	75	82	98	99,5	60,0	19,6	8.100
30	100	29,4	75	84	98	99,5	61,4	47,9	20.600
50	100	49,0	76	87	98	99,5	64,5	76,0	27.300

DÜŞEY MİLLİ POMPALAR									
Q (l/s)	Hm ve Montaj Derinliği (m)	Su Gücü (kW)	YAK. POMPA VERİMİ %	YAK. MOTOR VERİMİ %	YAK. ARAMİLİ KAYBI %	YAK. PANO KAYBI %	YAK. SİSTEM VERİMİ %	YAK. ŞEBEKE GÜCÜ (kW)	YAKLAŞIK BEDELİ (YTL)
10	40	3,9	73	84	98	99,5	59,8	6,6	7.300
10	100	9,8	73	88	98	99,5	62,6	15,7	15.100
25	40	9,8	75	88	98	99,5	64,4	15,2	11.700
25	100	24,5	75	91	98	99,5	66,6	36,8	25.100
30	40	11,8	75	89	98	99,5	65,1	18,1	11.400
30	100	29,4	75	93	98	99,5	68,0	43,2	26.100
50	100	49,0	76	92	98	99,5	68,2	71,9	33.900

Örnek olarak oluşturulan 7 pompalık bu grubun satınalma maliyetleri arasındaki fark, liste fiyatlarından hesaplandığında 30.500 YTL'dir. Piyasada dalgıç pompa grubu, 100.100 YTL'na, düşey milli pompa grubu 130.600 YTL'na teklif edilebilmektedir. Esasen, satışların bu fiyatların önemlice bir miktar altında, üreticilere, müşterilere, ödeme koşullarına veya alınacak miktarlara göre % 20'yi de aşabilen indirimlerle yapıla geldiği, hatta büyük ihalelerde bu oranların % 30-35'e kadar ulaştığı bilinmektedir. Bu örnek grubun enerji ihtiyaçlarına bakıldığında, dalgıç pompaların 223,1 kW, düşey milli pompaların 207,5 kW'lık bir toplam gücü kullandıkları görülür. İşletme koşullarında stabilite ve benzerlik esas alınmış; bakım onarım maliyetleri eş kabul edilmişlerdir. Daha yüksek verimli bir pompa grubu almak için fazladan ödenecek olan miktarın hangi sürede geri döneceğini bulmak için enerji bedeli 0,26 YTL/kWsa kabul edilmiştir. Bu bedelin, enerji yokluğunda hızla artacağı da düşünülmeli ve hesaplamalar yatırım kararları arifesinde daima yenilenmelidir.

Grafik 8, işletme sürelerinde 1000'er saatlik artışlarla hesaplanan enerji gideri farkını, yatırım maliyeti farkı ile mukayese etmektedir. Örnek 7 pompalık grupta, yatırım maliyetindeki artışın, 7.000-8.000 saat arasında enerji maliyeti tarafından giderildiğini, pahalı yatırımın bu süre içinde kendini amorti ettiğini göstermektedir. Bu pompalar, kesintisiz çalıştırılan pompalar olduğu takdirde, bu süre 1 yıldan azdır. Kaldı ki, kalem kalem bakıldığında, bu 7 pompa içindeki bazılarının kendilerini 4.000 saatten az sürede amorti ettiklerini görmek de mümkündür. % 20 indirimle satınalma halinde veya elektrifiğe % 20 zam gelmesi durumunda, bu süreler % 20 kadar kısalacaktır.



Grafik 8- Örnek 7 Pompalık Bir Grupta, Tedarik ve İşletme Maliyetlerinin Mukayesesi

BÖLÜM - 6

Sonuç ve Değerlendirmeler

Bu çalışmada incelenen hususları özetlersek:

- DSİ, yüksek verimli pompalar almak amacıyla uygulamakta olduğu avantaj yöntemi ile, günümüzde yeni yeni öne çıkan Sistem Verimi yaklaşımından ve kısmen de ÖBM kavramından ileri ülkelerin benzer kurumlarından yıllarca önce yararlanmaya başlamış; ısrar ve ciddiyetle sürdürdüğü bu tutumla hem ülke ekonomisine büyük katkılar sağlamış, hem de imalatçılarımızın ürün geliştirme çalışmalarını teşvik ederek, onları küresel rekabette güçlendirmiştir. Dünya, bu iki güncel yaklaşımla, mevcut pompalı sistemler için harcadığı enerjinin toplam elektrik sarfıyatı içindeki payını % 20'den, % 10 - % 14 aralığına çekebileceğini düşünmektedir.
- Enerji maliyeti, sektörlere ve çalışma sürelerine göre değişmekle birlikte, pompalı sistemlerin toplam maliyeti içinde %90'a kadar varabilen bir kısmı oluşturur. Uzun ömürlü sistemlerde, yatırım maliyetlerinin, ÖBM içinde %5'e kadar düştüğü bilinmektedir. O halde, pompa veya sistem verimlerinin artırılması kadar, daha uzun ömürlü, yüksek kaliteli alternatif çözümler de geliştirilmelidir.
- Enerji maliyetlerindeki hızlı artışlar ve buna çözüm getirmesi beklenen ÖBM ve sistem verimi kavramları, dalgıç ve düşey milli pompaların birbirine alternatif gibi görülmekten çıkışını hızlandırmıştır. Aynı kuyuda aynı işi yapacak olan bir düşey milli pompa sistemi ile bir dalgıç pompa sisteminin fiyatları, verimleri, ömürleri, bakım onarım ihtiyaçları birbirlerinden farklıdır. Ömür boyu maliyetleri, bütün unsurlarıyla ayrı ayrı hesaplanabilir ve mukayese edilebilirler.
- Rastgele oluşturulan örnek iki grup pompa üzerinde yapılan bir çözümleme, Bölüm 5'te sunulmuştur. Maliyetleri toplamda % 30 kadar daha fazla olan bir grup düşey milli pompa sisteminin, aradaki farkı, sadece enerji tüketimi açısından dahi 7-8 bin saat işletme süresinde amorti ettiği, hatta bazı kalemlerde amorti süresinin 4.000 saatin altına düştüğü görülmektedir. Bu birçok sektör için 1 yıl ila 6 ay arasında bir süreye karşılık gelmektedir. Satınalmada sağlanabilecek fiyat indirimleri, giderek yoğunlaşan elektrik zamları dikkate alınmamış, daha düşük devirli düşey milli pompaların yıpranma, bakım onarım ve ömür bakımından avantajlarına hiç değinilmemiştir.
- DSİ'nin son 4 yılda aldığı 1662 dalgıç pompanın enerji ihtiyacı 75 MW civarındadır. Bunların 600 saat işletilmesi (yıllık ortalamanın yarısıdır) için gerekli olan elektrik enerjisinin bedeli dahi, satınalma maliyetlerini aşmaktadır. O halde, daha verimli sistemler için ödenecek bedeller de toplam maliyetler içinde ihmal edilebilir düzeyde kalacaktır. DSİ'nin, yer altı su kaynaklarını daha verimli işletmek adına, düşey milli pompaları yeniden değerlendirmesi en doğru ve gerekli bir yaklaşım olacaktır.
- Alımlarda, yatırım maliyetini artıran fakat toplam maliyeti düşüren ilave önlemler de alınabilir. Örneğin, dalgıç pompalarda, % 1 civarında bir sistem verimi artışı sağlamak için, kablo seçimleri % 1,5 kayıp ile yapıp, bir üst ölçüye geçilebilir; % 2 civarında bir ek maliyet getirecek bu önlem, bir iki haftalık işletme

süresinde kendini amorti edebilir. Ya da, kuyu çapları elverdiği takdirde, 3.000 devirli dalgıç motorlar yerine 1500 devirli olanlar tercih edilebilir; böylece yıpranma hızı yarıya düşmüş, ekonomik ömür teorik olarak iki misline çıkmış olur.

Bu çalışmada, DSİ’nce derinkuyu pompaları alımlarında uygulanmakta olan avantaj ya da teşvik yöntemi, enerji verimliliğinin vaz geçilmezlerinden olan ÖBM ve Sistem Verimi yaklaşımları paralelinde incelenmeye çalışılmış, faydalarının artırılabilmesine yönelik öneriler geliştirilmiştir. Ülkemizde, yeraltı su kaynakları için yapılan yatırımların belli bir kısmını oluşturan DSİ alımlarındaki dikkat ve duyarlılığın, alımların tamamına şamil olması durumunda elde edilebilecek tasarrufun büyüklüğü okuyucunun değerlendirmesine bırakılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Pompalarda Ömür Boyu Maliyet: Pompalı Tesisler İçin ÖBM Analiz Rehberi, POMSAD Yayınları
- [2] Sistem Verimi, Enerji Verimliliği Yüksek Pompalı Tesisler İçin Bir Rehber, POMSAD Yayınları
- [3] Karassik, I.J., Messina, J.P., Cooper, P., Heald, C.C, (2001) Pump Handbook 3rd edition, McGraw – Hill Inc., U.S.A
- [4] Dicmas, J. L. (1987) Vertical Turbine, Mixed Flow and Propeller Pumps, McGraw – Hill Inc., U.S.A
- [5] Pompalar – Düşey Milli Türbin, TS EN ISO 514 (1977) Türk Standardları Enstitüsü, Ankara
- [6] Pompalar – Dalgıç – Temiz Su İçin, TS EN ISO 11146 (1993) Türk Standardları Enstitüsü, Ankara

SUMMARY

LCC for a pump system became a very important tool for making the investment decisions. Depending on the application, the cost parameters of a pump system is variable and changeable. Initial investment for the agricultural pumps, is low when it is compared to the operating costs. This should bring maximum attention in calculating the future costs.

In this study, DSI procurements for submersible deep well pumps in the last four years are being reviewed, in terms of LCC and System Efficiency concepts. As being the most considerable sales packages, the datas for these tenders provide a reliable base for making evaluations and comparisons. Total number of pumps are 1662, total power requirement is 75 MW. Cost of energy for 600 hours of operation is catching the initial investment.

Initially, the differences and similarities between vertical turbine submersible and lineshaft pumps are studied. System parameters and application areas are clarified. Statistical data acquired through the referred tenders are summarised; performance parameters, power margins, system efficiencies and their components reviewed. Effects of these components on the total energy requirement and energy cost are examined. Furthermore, by evaluating all the pump parameters and illustrating on real cases, approaches are made to estimate the life cycle cost, first investment, (system) efficiency, power consumption, (hydraulic) losses and operating (or operations). In detail, pump efficiencies, motor efficiencies, and electrical losses are underlined, then comments are brought for future tenders.

API 682 STANDARDI VE İKİ KADEMELİ MEKANİK SALMASTRA TASARIMLARINDA KARŞILAŞILAN ÇELİŞKİLİ DURUMLAR

Richard SMITH
AESSEAL - Rotherham, İngiltere

ÖZET

Mekanik salmastra tasarımcıları, iki kademeli salmastraların tasarımında birbirleriyle çelişen şartları karşılamak zorundadırlar. Salmastra yüzeylerinde uygun bir soğutma sağlama gereksinimi, basınç değişimlerine ve aşındırıcı ya da koyulaşıcı sıvılara dayanıklı salmastra tasarım şartlarına ters düşmektedir. Salmastra yüzünde iyi bir soğutma sağlanamaması, güvenilirliği potansiyel olarak azaltabilir. Amerikan Petrol Enstitüsü'nün mekanik salmastra standardı olan API 682 (ISO 21049) numaralı standart, kullanıcılara üç farklı konfigürasyon seçeneği sunmaktadır. Bildiride her bir seçeneğin avantajları ve dezavantajları ele alınmaktadır. Birbirleriyle çelişen bu gereklilikleri karşılayacak zarif tasarımlar mevcuttur. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve test uygulamaları kullanılarak çözümler optimize edilmiştir. Saha çalışmaları, kullanılan tasarım kavramlarını doğrulamaktadır.

1. İKİ KADEMELİ SALMASTRA DÜZENLEMELERİ

Hidrokarbon proses endüstrisinde iki kademeli (iki sızdırmazlık yüzeyine sahip) salmastra kullanımı günden güne daha yaygınlaşmaktadır. Bu durumun arkasındaki etkenlerin başında, tesislerde tehlikelere karşı alınması gereken güvenlik gereksinimleri, kaçak emisyonların azaltılmasına olan gereksinim ve güvenilirlik gibi nedenler gelmektedir. API 682 standardının 3üncü sürümü[1], basınçlı salmastraları 3 numaralı düzenleme dahilinde, tek bir kartuş takımında dışarıdan sunulan basınçlı perdeleme sıvısından yararlanan iki adet salmastra olarak tarif etmektedir. Bu düzenleme altındaki farklı konfigürasyonlar Amerikan Petrol Enstitüsü (API) tarafından aşağıdaki şekilde açıklanmıştır:

- **Arka arkaya (eş yönlü):** İki adet hareketli (esnek) eleman arasına yerleştirilmiş bir sabit eleman (eşleme bileziği) ve iki adet sabit eleman arasına yerleştirilmiş bir hareketli elemanın kullanıldığı iki kademeli salmastra (Şekil 1a).
- **Sırt sırta (zıt yönlü):** Her iki hareketli elemanın sabit elemanlar arasına yerleştirildiği iki kademeli salmastra (Şekil 1b).
- **Yüz yüze (zıt yönlü):** Her iki sabit elemanın hareketli elemanlar arasına yerleştirildiği iki kademeli salmastra (Şekil 1c).

Bildiri yazarının görüşüne göre, bu tanımlamalar eksiklik göstermektedir.

“Arka arkaya” konfigürasyonun diğerlerine göre belirleyici farkı, pompalanan (yani işlenmekte olan) sıvının, birinci kademe sızdırmazlık yüzeyinin dış tarafında yer almasıdır. Diğer iki konfigürasyonda ise işlenen sıvı ilk kademelerin, yani birinci salmastra çiftinin, iç tarafında yer alır.

“Arka arkaya” konfigürasyon diğerlerine göre tercih edilmelidir[2]. “Sırt sırta” ve “yüz yüze” konfigürasyonlar ise ek seçenekler olarak müşteriye sunulabilir. Basınçsız iki kademeli salmastralar, API 682 standardı dahilinde 2 numaralı düzenleme altında gösterilmiştir ve ilgili düzenlemede “arka arkaya” olmak üzere sadece tek bir seçenek bulunmaktadır[3].

2. FARKLI DÜZENLEMELERİN KARŞILAŞTIRILMASI

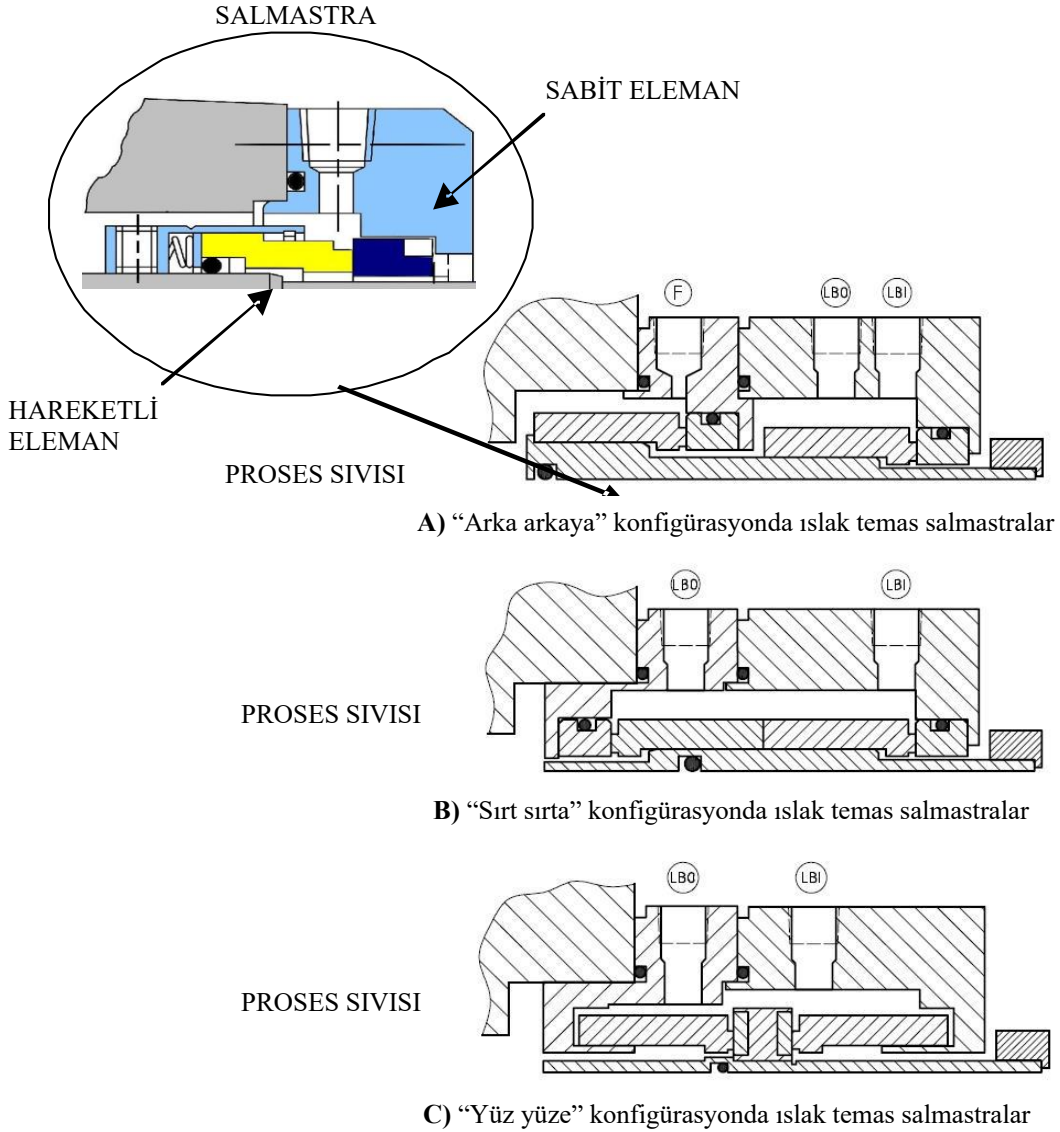
2.1. “Sırt Sırta” ve “Yüz Yüze” Konfigürasyonların Avantajları

Bu konfigürasyonlar hidrokarbon proses endüstrinde daha yüksek bir kullanıma sahiptirler[4]. Perdeleme sıvısı sayesinde hem iç hem de dış salmastralar üzerinde elde edilen soğutma nedeniyle yüksek bir performans elde edilebilir.

2.2. “Sırt Sırta” ve “Yüz Yüze” Konfigürasyonların Dezavantajları

Bu durumda karşılaşılan başlıca dezavantaj, proses sıvısının salmastranın yüzlerinin iç tarafında yer almasıdır. Bu durumda, sıvıya sızmış olabilecek herhangi aşındırıcı katı parçacıkların savrulmaya uğrayarak salmastranın

yüzlerinde hasara yol açma potansiyeli bulunmaktadır. Az miktarda bir proses sıvısı nedeniyle iç salmastranın alt kısmında oluşan ölü bölge, sıvıların koyulaşmasına ya da katı parçacıkların birikmesine yatkınlık gösterir. Bu durumda tali O bileziği, kovanın (sleeve) bu kirli bölgesini aşmak için yürüme yapacak ve “takılma” (hang up) olarak ifade edilen durum ortaya çıkacaktır (**Şekil 2a**).



Şekil 1

“Sırt sırta” tasarımlarda geri dengelemenin uygulanması daha zor olabilmektedir. Perdeleme sıvısında basınç düşüşü ya da proses sıvısında basınç artışı gibi sistemde oluşabilecek düzensizlikler, bu tür konfigürasyonları tehlikeye atabilir. Donanım ve salmastra yuvası boyutlarının getirdiği kısıtlamalar nedeniyle iç salmastra sabit elemanlarında mutlak sabitleme elde etmek konusunda güçlüklerle karşılaşılabilir. Bir basınç değişimi sonucu oluşan itme kuvvetleri, sabitlenmemiş bir bileziğin yuvasından kurtulmasına neden olabilir. Bazı tasarımlarda basınç değişiminin yarattığı yük, iç salmastranın yaylı levhasına hidrolik kuvvet uygulayarak salmastra yüzlerinin açılmasına neden olabilir.

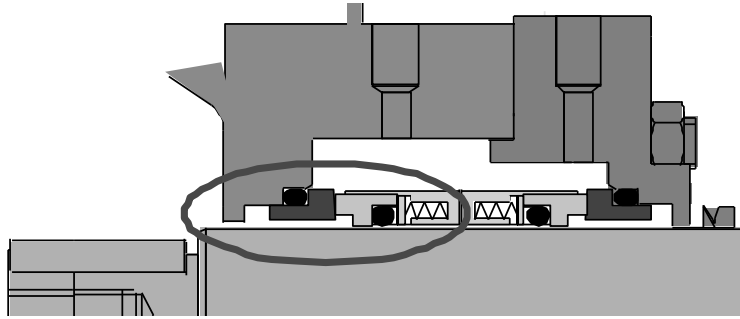
Kimya endüstrisinde son 20 yıl içinde tekrar “arka arkaya” tasarımın kullanımına dönülmüş ve sonucunda güvenilirlik artmıştır.

2.3. “Arka Arkaya” Konfigürasyonların Avantajları

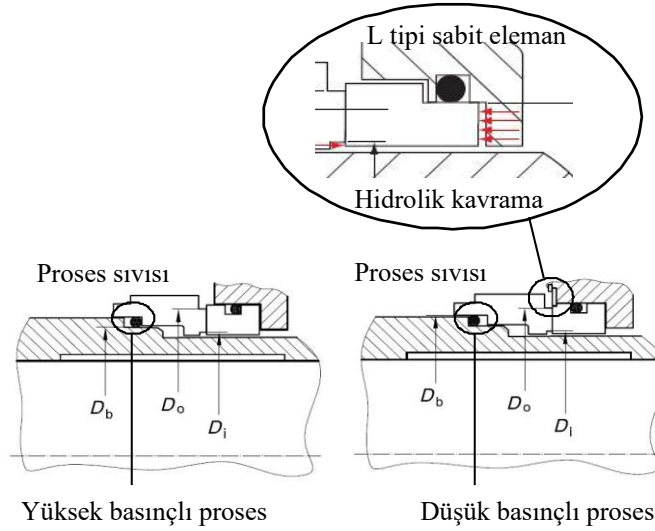
Pompalanan sıvının salmastra yüzlerinin dış tarafında yer alması nedeniyle, bu konfigürasyon diğer tasarımlarda görülen tüm zayıf noktaları gidermektedir. API 682 standardında da özetle bu konfigürasyonun tercih edilmesi gerektiği

belirtilmektedir[5]: “Seri (eş yönlü) konfigürasyonun avantajı, sisteme karışan aşındırıcı maddelerin savrulma etkisi ile dağılması ve sonucunda iç salmastrayı daha az etkilemesidir.” Bu açıklama, ek bir not[6] ile de desteklenmektedir: “Perdeleme sıvısı kullanılan ve proses sıvısının salmastranın dış tarafında yer aldığı salmastra tasarımları, salmastra yüzlerinde parçacıkların birikimini en aza indirecek ve böylece takılma durumlarını da en alt seviyelere çekebilecektir.”

Bu tür konfigürasyonda çiftli dengelemenin elde edilmesi daha kolaydır. Salmastranın O bileziği, yivin (groove) her iki tarafına da hareket edebilecek şekilde[7] konfigüre edilebilir ve böylece basınç doğrultusundan bağımsız bir kapama kuvveti sunar. Sabit elemanlar basitçe sabitlenebilirler ya da daha modern tasarımlar dahilinde hidrolik kullanılarak yerlerinde tutulabilirler (**Şekil 2b**). Basınç değişim özelliği daha güvenli bir kullanımı beraberinde getirmekte ve süreçlerde oluşabilecek düzensizlikler ya da perdeleme sıvısının kaybı gibi durumlarda daha dayanıklı bir faaliyet olanağı sunmaktadır. API 682 standardında bir açıklama ile bu noktaya dikkat çekilmektedir[5]: “Salmastra, perdeleme sıvısında yaşanabilecek bir basınç kaybı durumunda, 2 numaralı düzenlemedeki şekilde görev görür.”



Şekil 2a- “Arka Arkaya” Konfigürasyonda Takılma Yaratma Potansiyeline Sahip Durum: İç Taraf Yüzeyinde Proses Sıvısı Bulunması



Şekil 2b

2.4. Geleneksel “Arka Arkaya” Konfigürasyonların Dezavantajları

“Arka arkaya” tasarımlardaki en önemli sorun, iç salmastranın soğutulmasında yaşanır. Bu durumlarda salmastra tasarımcılarının başvurduğu geleneksel yaklaşım, kovan (sleeve) ve baskı (gland) gibi uyumlu donanımların kullanımıyla salmastra bileşenlerini bir kartuş oluşturacak şekilde monte etmektir. Fakat perdeleme sıvısının iç salmastraya giden akış yolu, sıfıra yakın bir akışa sahip olan bir bölge tarafından tehlikeye atılacaktır. Durağan sıvıya sahip bu bölgedeki ısı, çevreden emilen sıcaklık ve salmastra yüzü tarafından üretilen sıcaklık nedeniyle yükselecektir (**Şekil 3**).

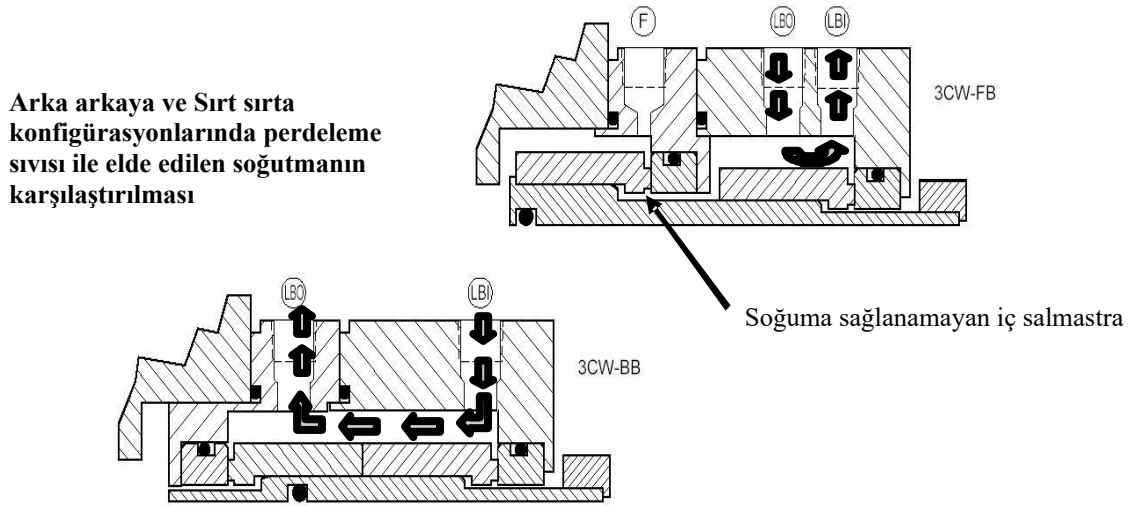
API 682 standardının 2nci sürümünde bu konuya ait güzel bir uyarı[8] bulunmaktaydı: “Salmastra yuvasının boyutlarındaki darlık ve bu kısıtlamalar sonucunda elde edilen kartuş donanım yapısı, perdeleme sıvısının yıkama (flushing) yoluyla iç salmastrayı yeterince soğutabilmesini olumsuz etkileyebilir. İç salmastranın yetersiz bir şekilde soğutulması, salmastranın güvenilir ömrünü kısaltabilir. ‘Sırt sırta’ ya da ‘yüz yüze’ türde bir konfigürasyonun kullanımı, iç salmastra soğutma sorununa çözüm getirebilir.”

ÇÖZÜLMESİ GEREKEN BİLMECE

Salmastra tasarımcılarının çözmesi gereken, optimize edilmiş soğutmaya sahip bir salmastra sağlarken, aynı zamanda takılma durumlarına ve basınç değişimlerine karşı dirençli bir tasarım yaratabilmektir.

3. “ARKA ARKAYA” TEKNOLOJİSİNDE SOĞUTMA İŞLEVİNİ İYİLEŞTİRMEK İÇİN YAPILAN GELİŞTİRMELER

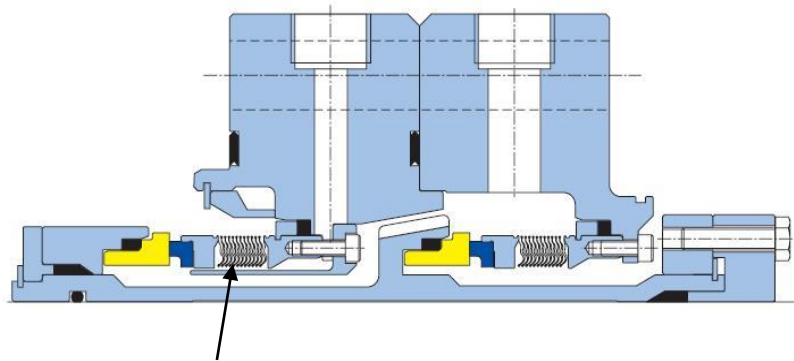
Yüksek performanslı devridaim cihazları ve akış saptırıcı siper (flow deflector baffle) kullanılarak artık üstün bir soğutma sağlanabilmektedir. Saptırıcı siper, perdeleme sıvısının akışını iç salmastraya yönlendirerek iç salmastra yüzlerinde soğuma sağlar ve böylece iki kademeli salmastra bilmeceğine zarif bir çözüm getirir.



Şekil 3

3.1. Saptırıcı Siper

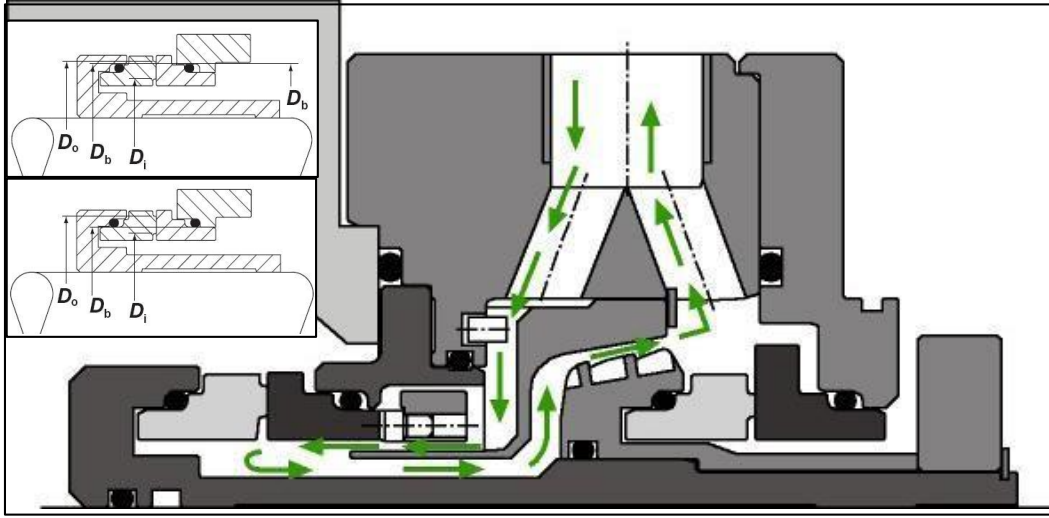
Saptırıcı siperler, buhar soğutma (steam quench) özellikli tek elemanlı yüksek ısı salmastralarında uzun bir süredir kullanılmaktadır. Salmastra yuva boyutlarındaki darlıklar ve geleneksel türde dengelenmiş iki kademeli ve sürgülü (pusher) salmastraların sahip olduğu büyük kesit boyutları, daha yaygın kullanımlarına engel olmuştur. Daha küçük kesite sahip olan körüklü (bellows) salmastralar (Şekil 4) iki kademeli düzenlemelerde saptırıcıların kullanımı için yeterince boşluk alan bırakmaktadır; fakat saptırıcı kullanımı özel projeler için yapılan tasarımlarla sınırlı kalmış, standart ürün kataloglarında yer edinmemiştir.



Şekil 4

3.2. Sürgülü Salmastra Teknolojisinde Yapılan Geliştirmeler

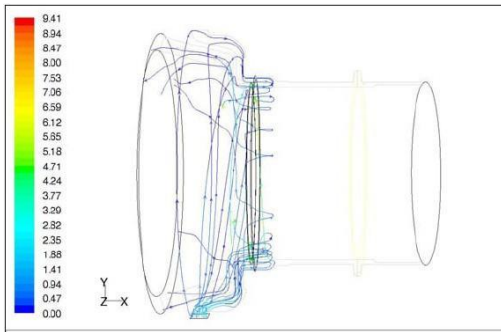
Salmastra dengesini sağlamak için kullanılan bir başka seçenek ise, O bileziklerinin salmastranın dış yüzlerine takılmalarıdır. Bu seçenek kimyasal proses endüstrisinde artık yaygın bir uygulama haline gelmiştir. Modern CNC makine imalat tezgahlarının kullanımı sayesinde, kovanın salmastra yüzü için bir tutamak olarak entegre edilmesi artık mümkündür. Kullanılan bu yöntemler, iç salmastraya erişimi serbest bırakarak küçük boyutlu ve daha düzenli tasarımlar için yolu açmış, saptırıcı siperin kullanılabilmesine de olanak sağlamıştır (**Şekil 5**). Perdeleme akışında giriş ve çıkış ağzlarının ayrılmış olması, soğuk perdeleme sıvısının mekanik salmastranın en önemli parçası olan iç salmastra yüzlerinde birikmesine neden olur.



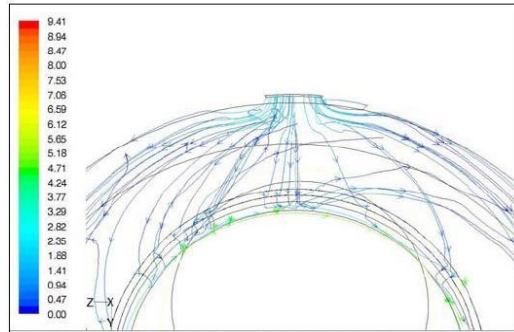
Şekil 5- Perdeleme Sıvısının Saptırıcı Siper ile Akışı

4. HAD AKIŞ YOLU VE SAPTIRICI ANALİZİ

Perdeleme sıvısının iki kademeli bir salmastranın yuvası içinde yer alan karmaşık termosifon etkisini anlayabilmek ve bu durumda oluşan akış sistemlerini tanımlayabilmek, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanımını gerektirir. Bu çalışma için iki kademeli ve sürgülü bir salmastraya ait yuvalara karşılık gelen üç boyutlu HAD modelleri tüm özellikleri ile yaratılmıştır; benzer bir model **Şekil 5**'te gösterilmiştir. Modeller, bir salmastra kovuğu kesitinin 360° döndürülmesi sonucu elde edilmiştir. Giriş ve çıkışlar gerçeklerine uygun olarak temsil edilmiştir. Perdeleme akışı için 2 litre/dakika ve hız olarak da 3600, 2500 ve 1800 d/d seçilerek tipik faaliyet şartları kullanılmıştır. Sıvının ortam şartlarına sahip su olduğu varsayılmıştır.



Şekil 6a- Saptırıcının 3 Boyutlu Görüntüsü



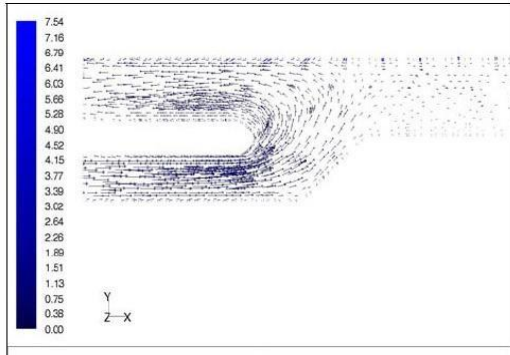
Şekil 6b- Saptırıcı Bitiminin Görüntüsü

HAD kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonlar, akışın model bütünü üzerinde incelenmesine olanak sağlar. Simülasyon başlangıcında modelin girişinde bulunan bazı parçacıkların takip ettikleri yolların izleri **Şekil 6a**'da üç boyutlu olarak gösterilmiştir. **Şekil 6b**'de ise simülasyonun sonunda, giriş bölgesinin yakın plan görüntüsü verilmiştir. Bu şekil, sıvının iki zıt yöne bölünmeye ve yuva duvarları boyunca (circumferential) saptırıcıya akış sağlamaya başladığı bölgedeki parçacıkların izlerini göstermektedir.

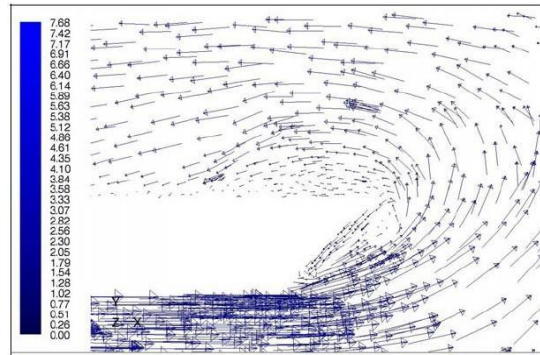
4.1. Saptırıcı Akışının Optimize Edilmesi

Saptırıcının bitişiğinde bulunan bölgedeki hız vektörleri dağılımı (X ve Y bileşenleri için) **Şekil 7a**'da gösterilmiştir.

Beklenen durum, akışın saptırıcı bitiminde 180 derece dönüş yaparken cidardan ayrılmasıydı. Fakat akış, düşük hız ve yuvarlak yapıdan dolayı saptırıcıya bitişik olarak sürmüştür. İstenilen, salmastranın iç kısmında bulunan yüzlerin altından daha fazla akışın geçmesidir; fakat çok az miktarda parçacığın bu istenilen yönde hareket ettiği görülmektedir. Saptırıcı bitiminin **Şekil 7b**'de görülen keskin bir üçgen şeklinde yeniden şekillendirilmesi sonrası yapılan incelemeler, saptırıcının uç bölgelerinde radyal hareketlerin oluştuğunu ortaya koydu. Tekrar eden termosifon etkisi, akış yolunu kısaltmış ve saptırıcının burnuna yakın yer alan sıvıların doğrudan kaçmasına engel olmuştur. Daha keskin bir şekle sahip olan yeni saptırıcı, yarattığı girdap hareketi nedeniyle ilk kullanılan yuvarlak şekle kıyasla akışı salmastra yüzlerine daha iyi yönlendirmektedir.



Şekil 7a- Saptırıcı Bitim Bölgesi



Şekil 7b- Saptırıcı

5. API PLAN 52 VE API PLAN 53 STANDARTLARI IŞIĞINDA TERMOSİFON CİHAZLARININ PERFORMANSI

İki kademeli ıslak bir salmastradaki perdeleme sıvısı dolaşımı, API Plan 54 standardına göre harici olarak (**Şekil 8a**) ya da API Plan 53a, -b ve -c standartlarına (ve ayrıca API Plan 52 standardına) göre dahili termosifon cihazlarıyla yapılabilir[8] (**Şekil 8b**). Salmastranın etkin bir şekilde soğutulması bu cihazların verimli çalışmasına bağlıdır. Dahili cihazlar salmastra kartuşunun parçalarıdır; aşağıda özetlenmiş olan unsurlar bu cihazların performanslarını etkileyebilir.

Termosifon Hareketini Etkileyebilecek Unsurlar

- Termosifonlu ya da pompalamalı cihaz tasarımı
- Dönüş yönü
- Salmastranın büyüklüğü
- Salmastranın türü
- Mil hızı
- Perdeleme sıvısının yoğunluğu
- Perdeleme sıvısının viskozitesi
- Perdeleme sıvısı deposu (ya da soğutucu)
- Salmastra kovuğunun akış yolu, eşmerkezliliği (concentricity), düzey haritası (contour)
- Salmastra baskısı (gland) yöneltme girişleri (üst/alt, teğetsel)
- Bağlantı borularının büyüklüğü ve yerleşim planı (kırımlar/mesafeler)
- Boru geçiş ve bağlantıları, pürüzlülük, boru burgusu

Geleneksel dahili termosifon cihazları **Şekil 9a** ve **Şekil 9b**'de gösterildiği üzere iki gruba ayrılır: Paralel yuva (kale burcu) kullananlar ve helezonlu kanat kullananlar. Paralel yuva türdeki cihazlar radyal bir akışa neden olurlar ve perdeleme çıkış deliğine bitişik olarak yerleştirilmelidirler; ancak radyal delikler ile kullanılmaları durumunda çift yönlü çalışırlar. Helezonlu kanat tür cihazlar tek yönlüdür ve eksenel akış sağlarlar; çalışmaları bakımından deliğe olan yakınlıkları daha az önem gösterir. Çok eksenli CNC makine imalat tezgahlarının kullanımı, verimli çalışan düzenlemeler yapabilmeleri bakımında tasarımcılara daha yüksek bir özgürlük sağlamıştır. **Şekil 9c**'de, daha iyi termosifon etkisi sağlayan çift yönlü ve geniş aralıklı (clearance) modern bir daralan kanat (taper vane) yapısı görülmektedir.

kurulmuş ve cihazlar aynı salmastra üzerinde denenmiştir. Test kurulumunda hız 3600, 3000, 1800 ya da 1500 d/d olarak korunmuş ve sistem direncini değiştirebilmek için bir akış denetim vanası kullanılmıştır. Sonuçlar (**Şekil 10**) daralan kanat türdeki tasarımın hem basma hem de akış performansını artırdığını göstermiştir.

5.2. Termosifon Cihazlarının Kullanışlı Uygulamaları ve Kısıtlamaları

Deliklerde yapılacak teğetsel düzenlemeler her üç tür cihazda performans artışlarına olanak sağlayabilir; bu özelliğin büyük ve yatak aralıklı (between bearing) pompalarda kullanılması son derece basittir. Bu durum, salmastra baskı saplamasının konumu ile pompa gövdesinin birbirlerine engel yaratabileceği daha küçük pompalarda sorun yaratabilir. Test edilen her üç cihazın performansı, iç kovuğun modifiye edilmesi ve talimar (cutwater) ya da eksantrik burğu (eccentric bore) takılması yöntemleriyle artırılabilir. Bu tür API 610 pompaları, salmastra baskısı yapımı için gerekli olan yüksek levha imalat masrafları nedeniyle sadece özel tasarımlarda kullanılmaktadır.

Dahili radyal aralık boyutunda yapılacak azaltma da cihaz performansını artırabilir, fakat bu güvenli çalışmaya olumsuz etki yapabilir; arıza durumlarında dönen ve sabit duran bileşenler arasında teması önlemek için yeterince aralığa gerek bulunmaktadır. API 682 standardı[11], en az 1.5 mm'lik bir radyal aralık değer belirtmektedir. Ayrıca fazla küçültülmüş dahili aralıklar, milin dönmediği durumlarda yeterli bir termosifon faaliyetinin[12] oluşmasını engelleyebilirler. Bu faaliyet, kapama işlemini hemen takip eden anlarda (pompanın halen en üst ısı seviyesinde bulunduğu durumda) ya da ilk ısınma aşamasında salmastranın aşırı ısınmasının önüne geçmek için gereklidir.

Hizmet sırasında gerek duyulacak akış, büyük ölçüde perdeleme sistemi tarafından salmastradan çekilecek olan sıcaklığın miktarına bağlıdır. Salmastra yüzü ısısı, sıcaklık üretimi ve sıcaklık emişi ile ilgili formüller birçok kaynak tarafından yayımlanmıştır[13]. Daha yüksek ısılarda çalışan küçük pompalarda salmastra perdeleme sistemi üzerindeki sıcaklık yükünün başlıca nedeni emilen sıcaklık olacaktır. Mil hızı ne olursa olsun, soğutma gereksinimlerinde büyük bir fark görülmeyecektir.



Şekil 11

Termosifon cihazının performansını etkileyen iki önemli unsur, her pompada olduğu gibi çark çapı ve mil dönüş hızıdır. Küçük pompalarda ve 4 kutuplu motor hızıyla ya da değişken hız sürümünde faaliyet gösteren pompalarda performansın salmastra güvenilirliği için kritik bir önemi bulunmaktadır. Düşük hızlarda çalışabilen, küçük mile ve daha büyük aralıklara sahip termosifon cihazları bu uygulamalar için potansiyel hedef teşkil etmektedir. Çift yönlü tasarımlar, yatak aralıklı pompaların kurulumları sırasında oluşabilecek hataları ortadan kaldıracak ve yedek parça depolanması gereksinimini azaltacaktır.

5.3. Düşük Hıza ya da Küçük Boyutlu Pompaların Performansının Artırılması

Daralan kanat yapısında üretilen ilk çift yönlü cihazlar 1999 yılından beri kullanılmaktadırlar. Yakın geçmişte kanat şekli ve açıları üzerinde yürütülen yeni araştırmalar sonucunda akışta % 40'lara varan ek bir artış elde edilmiştir. Kanatların düzey haritaları kuğu boynu şeklinde biçimlendirilmekte ve bu şekil kanatın arka ucundaki ters akışı engellemektedir. Bu cihazın performansı, aynı şekilde konfigüre edilmiş tek yönlü daralan kanata kıyasla aynıdır.

Şekil 11'de gösterilen kuğu boynu tasarımı, daha önce belirtilen testtekilerle aynı düzenlemeler kullanılarak, farklı çaplarda miller ve farklı mil hızları ile denenmiştir. Rotor ve stator arasındaki radyal aralık 1.5 mm tutularak API 682 standardı ile tam uyum sağlanmıştır. Orta büyüklükteki tipik bir 50 mm'lik pompada kullanılan kuğu boynu daralan kanatlı tasarımın sonuçları **Şekil 12**'de gösterilmiştir.

6. ÖRNEK ANALİZLERİ

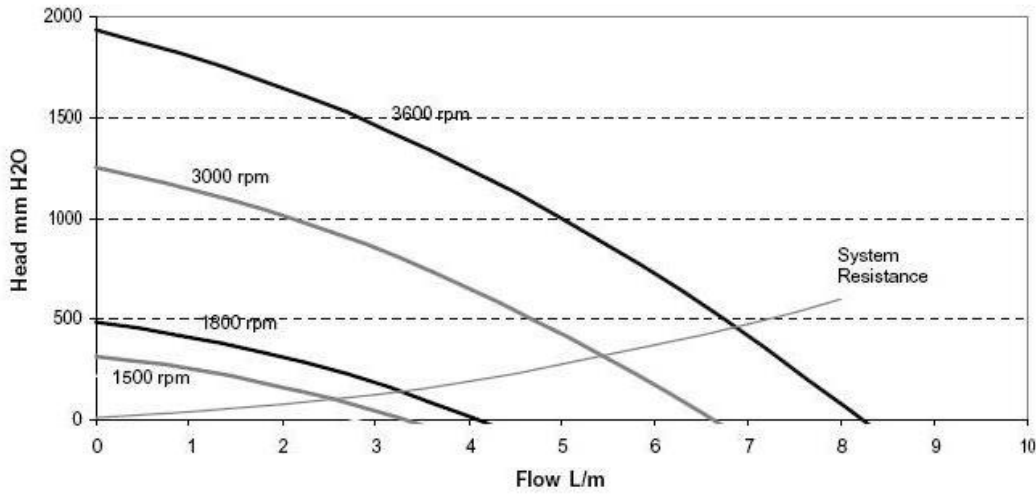
Bildiride tartışılan unsurlardan bazılarının uygulanması sonucu güvenilirliğin artırıldığı üç örnek analizi bu bölümde sunulmaktadır.

6.1. “Sırt Sırt” Yerine “Arka Arkaya” Konfigürasyon Kullanılması

“Sırt sırt” tür salmastraların “arka arkaya” tür salmastralar ile değiştirilmesi sonucu güvenilirliğin artırıldığı tespit edildiği birçok örnek analizi yayımlanmış bulunmaktadır. Bu örneklerden en sıradışı olanı, pek de fazla tehlike içermeyen bir endüstriden gelmektedir. “Sırt sırt” tür salmastralar, Thomas Broadbent and Sons Ltd. şirketi tarafından İngiltere’de üretilen endüstriyel çamaşır makinelerinde bulunan termosifon pompalarında kullanılmaktaydı.

Cihazlar üzerindeki hizmet yükü, diğer birçok endüstri koluna göre hafif sayılabilir. Sistemlerde 85°C sıcaklıkta faaliyet gösteren ISO türü pompalar, 3 bar’lık salmastra yuva basıncı ve 28 mm ve 65 mm büyüklükte salmastralar kullanılmaktaydı. Maalesef çamaşırlardan çıkan lif pompa sıvısını kirlenmekteydi. Lifler salmastra yuvasına girmekte ve salmastranın iç yüzlerinin iç taraflarına dolarak sıkışmaktaydı. Salmastra yüzü takılmaları sonucunda cihazlarda kalıcı zarar oluşmaktaydı.

Üretici, makine ana ünitesinin güvenilirliğini artırmak amacı ile pompaları “Sırt sırt” konfigürasyon kullanacak şekilde değiştirdi. Yeni salmastra düzenlemesi ile pompaların MTBF (Arızalar Arası Ortalama Süre) değerlerinde 6 kat iyileştirilme yaşanmıştır.



Şekil 12- 50 mm’lik “Kuğu Boynu” tasarım – Mazot (Radyal girişli) Basma ve Akış Grafiği

6.2. “Sırt Sırt” Tür Salmastranın Akış Saptırıcı Siper İçeren Geliştirilmiş “Arka Arkaya” Tür Salmastra ile Değiştirilmesi

Wales, İngiltere’de bulunan bir kimya tesisindeki karmaşık bir reaktörün termosifon cihazında, çift vidalı bir pompanın (Albany Engineering yapımı), dört adet iki kademeli salmastra ile birlikte kullanılması için donatımının yapılması gerekmekteydi. İçinde bulunulan koşullara ait değerlerden bazıları; 25°C ile 180°C arasında değişen proses ısısı değerleri, 54 mm’lik salmastra boyu, 3,5 bar’lık salmastra yuva basınç vakum değeri, 0.5cP ile 5000cP değerleri arasında vizkosite, ve 180 ile 1500 d/d’lik mil hızı.

Perdeleme sıvısı olarak hafif silikon yağı seçilmişti. Bu yağ türü, yağlama sorunları ve yüksek ısılardaki sıcaklık transferi özellikleri nedeniyle diğer uygulamalar üzerinde sorunlar yaratmasına rağmen, proses sıvısı ile olan uyumu nedeniyle kullanılmak zorundaydı. Değişken hız sürümü sağladığı için API Plan 54 standardına uyumlu bir harici pompalama cihazının kullanılmasına karar verildi. Birçok “sırt sırt” tür körük kartuşlu salmastra cihazı üzerinde test yapıldı. Tipik olarak 6 aylık bir süre sonrasında arıza oluşmaktaydı. Arızalara başlıca neden olarak 2.2 numaralı bölümde anlatılmış bulunan basınç değişim unsurları yorulmaktaydı.

“Arka arkaya” türde ve saptırıcı siper içeren salmastralar daha önce tesiste başarılı olarak kullanılmış bulunmaktaydı ve bu salmastralar artık hem geleneksel “arka arkaya” hem de “sırt sırt” türündeki salmastraların yerini almıştı. Bu teknolojinin kullanımı yeni salmastralara sahip çift vidalı pompalar için de benimsendi ve sonucunda 2 yılı aşan hizmet ömür sürelerine ulaşıldı. Bu süre sonrasında sökülen salmastralara ait yüzlerin çok iyi bir durumda korunmuş olduğu görüldü.

6.3. Geleneksel “Arka Arkaya” ve Dahili Pompalama İçeren Geliştirilmiş “Arka Arkaya” Uygulamaların API Plan 53 Standardına Uyumlu Boya Tesisi Kullanımında Karşılaştırması

Otomotiv endüstrisinde kullanılan boyama teknolojileri, son yirmi yılda önemli mesafeler katetmiştir. Araba gövdelerinde oluşan paslanmalar artık geçmişte kalmıştır. Bu başarıların arkasında yatan nedenlerden birisi de, oto gövdelerinin elektrik yüklü ve bir bütün olarak astar boya havuzlarına batırılmasıdır.

Astar boya termosifon pompalarında kullanılan salmastralar zorlu bir ortamda görev yaparlar. Bu görevde iki kademeli salmastralar kullanılır. Boya, birçok zorluğu beraberinde getirir. Boyada mikron altı boyutlarda bulunan aşındırıcı parçacıklar nedeniyle, iç salmastrada aşınmaya karşı sert yüzlü malzeme kullanımı şarttır. Boya ısısının, proses ısısı olan 25°C (±10°C) değerine çok yakın değerlerde tutulması gerekir. Isının kısa süre de olsa yüksek değerlerde seyretmesi, boyanın hemen koyulaşmasına neden olur. Bu göreve uyumlu perdeleme sıvısı olarak üstün süzüntü (ultra filtrate) türünde bir sıvı seçilir; bu sıvı, başlıca deiyonize sudan oluşan ve içine inceltici özellikte diğer kimyasalların karıştırıldığı bir karışımdır.

Bu hizmetlerde genellikle 50 mm mile sahip olan uç emmeli (end suction) pompalar kullanılır. İç salmastrayı soğutma gereksinimi ve termosifon cihazlarının verimsizliği, geleneksel “arka arkaya” salmastraların API Plan 53a standardına uyumlu sistemlerde güvenilir şekilde faaliyetini engellemiştir. Boya inatçı davranarak iç salmastra yüzleri arasında yeralan perdeleme sıvı filminin basıncını aşmak için tırmanma yapar. Bu yüzlerde oluşan sıcaklık, boya parçacıklarının yukarıya sürüklenmesiyle boyanın koyulaşmasına ya da polimerizasyona uğramasına neden olur; bu durum, aşırı derecede sızıntıya ek olarak, salmastra yüzlerinde manivela etkisi yaparak ayrılmalara neden olur. Temizleme işlemi sonrasında ise sökülen salmastralardaki yüzlerin kusursuz bir durumda bulunduğu görülür. Doğal bir savunma tepkisiyle perdeleme sıvısının basıncı yükseltilebilir, fakat bu önlem ısı üretimini artırır, oluşan ek sıcaklık sorunu daha da büyütür.

API Plan 54 standardına uyumlu sistemlerde güvenilirlik, geleneksel olarak yüksek akış oranları kullanılarak elde edilmiştir. Bu tür harici perdeleme sıvısı kullanan karmaşık devreler, pompa takımlarındaki her bir salmastraya eşit akış sağlayabilmek için enstrümantasyon kullanımını gerektirir. Pompa takımları içinde salmastra arızalarının teşhis edilebilmesi zorlaşır. Bu tür, API Plan 54 standardına uyumlu sistemlerin masrafları, sermaye giderleri (CAPEX) ve faaliyet giderleri (OPEX) açısından çok yüksek seyredebilir.

Bu durum tesis üreticilerini ve fabrika işletmecilerini başka çözümlere yönlendirmiştir. Yüksek termosifon verimliliğine sahip modern “arka arkaya” konfigürasyonlardaki cihazların kullanımı ve perdeleme sıvısında cidardan ayrılma uygulaması, artık API Plan 53a standardı dahilinde yapılabilmektedir. Bu tür sistemler, düşük masrafları ve sundukları sadelik bakımından çok avantajlıdır; sistemler halen Avrupa çapında 5 otomotiv üretim tesisinde ve dünyanın diğer yerlerinde başarılı olarak kullanılmaktadır. Kuzey Batı İngiltere’de bulunan bir otomotiv tesisinde kurulu ileri teknoloji “arka arkaya” sistem, 7 yıllık hizmet ömrünü aşan bir süredir kullanılmaktadır.

7. SONUÇ

Mekanik salmastra teknolojisi gelişmeye devam etmektedir. Geçerli ve sağlam ilkeler, tüm endüstrilerde kullanım görebilir. Geliştirilmiş soğutma özelliklerine sahip sağlam ve dayanıklı “arka arkaya” tasarımlar artık piyasada bulunmaktadır. Söz konusu tasarımlar, bu teknolojinin kullanım tabanının genişlemesine olanak sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] ANSI/API Standart 682, 3üncü sürüm, Eylül 2004 (ISO 21049 standardı ile aynı), “Santrifüj ve Döner Pompalar için Pompa ve Mil Salmastra Sistemleri”, Amerikan Petrol Enstitüsü (API), Washington, DC, ABD.
- [2] API Standart 682, 3üncü sürüm, madde 7.3.4.2.1.
- [3] API Standart 682, 3üncü sürüm, Şekil 3 ve Şekil 4.
- [4] API Standart 682, 3üncü sürüm, madde 7.3.4.3.
- [5] API Standart 682, 3üncü sürüm, madde 7.3.4.2.1 Not.
- [6] API Standart 682, 3üncü sürüm, madde 7.3.1.1 Not 1.
- [7] API Standart 682, 3üncü sürüm, madde 6.1.1.7.
- [8] API Standart 682, 2nci sürüm, Temmuz 2002, madde 7.3.4.2.1 Not.
- [9] API Standart 682, 3üncü sürüm, Ek G.
- [10] “Mekanik Salmastra Ömürlerini Uzatın Entegre Pompa Cihazları”, C. Carmody, A. Roddis, J. Amaral Teixeira, D. Schurch, 19uncu Uluslararası Sıvı Salmastra Konferansı, Poitiers, Fransa, 25 - 26 Eylül 2007.
- [11] API Standart 682, 3üncü sürüm, madde 8.6.2.3.
- [12] API Standart 682, 3üncü sürüm, madde 8.2.3.

[13] API Standart 682, 3üncü sürüm, Ek F.

TEŞEKKÜR

Yazar, bu bildirinin hazırlanmasında yardımı bulunan aşağıdaki kişi ve kurumlara teşekkür eder:

- Amerikan Petrol Enstitüsü (şekillerin kullanım izni için)
- Mike Munro, EEMUA (Mühendislik Donanımı ve Malzemeleri Kullanıcıları Derneği, İngiltere) makine komitesi
- Albany Pumps, Gloucestershire, İngiltere
- Jaguar Cars, Halewood, İngiltere
- Chris Leeper, Thomas Broadbent & Sons Limited, Huddersfield, İngiltere
- Dr. Chris Carmody ve Chris Booth BA, MBA, AESSEAL

SUMMARY

Contradicting Requirements in API 682 Dual Seal Design Configurations

API 682 (EN ISO 21049) “Shaft sealing systems for centrifugal and rotary pumps” standard describes 3 arrangements: 1-single seal, 2- double seal and 3-double seal with barrier fluid. Arrangement 3 also has 3 configurations. These are face-to-back (FB), face-to-face (FF) and back-to-back (BB), describing the positions and orientations of inner and outer seals.

The standard points out that the “face-to-back arrangement is preferred because any abrasive contamination is centrifuged out and has less effect on the inner seal and, in the event of loss of barrier-fluid pressure, the seal will behave like an Arrangement 2 seal”. But the standard also adds that “The installed population of Arrangement 3 seals arranged in series (3CW-FB) is relatively small compared to the other configurations (3CW-FF and 3CW-BB). Both back-to-back and face-to-face configurations (3CW-BB and 3CW-FF) potentially offer more compact designs and can provide higher levels of performance. Therefore, a purchaser's option for alternative Arrangement 3 configurations (3CW-FF and 3CW-BB) is provided”.

The author emphasizes that the principle disadvantage of the face-to-face and back-to-back configuration is that the process fluid is on the inside diameter of the seal faces; any entrained abrasive solids will be centrifuged onto the seal faces causing accumulation of particles and even causing so called “hang-ups”.

The major disadvantage of the earlier face-to-back configurations was the poor cooling of the inner seal, before the deflector baffle and pumping ring enhancements were added. The paper explains how the use of Computational Fluid Dynamics methods helped in the calculation of optimum barrier fluid flows and deflector analysis; also, use of multi-axis CNC machine tools for the machining of the new bi-directional “taper vane” eliminated the risk of reduced seal reliability due to elevated heat soak.

Case studies from chemical and automotive industries have shown increased reliability, showing increases upto 6 fold in MTBF values. Modern face-to-back cartridge seals with high efficiency circulation devices and barrier fluid flow separation can now operate with API plan 53a, eliminating the necessity for API plan 54 on some applications, thus providing cost savings and simplicity.

YANGIN HİDRANTLARINDA AKIŞ KATSAYILARININ VE EN İYİ AKIŞ SAĞLAYABİLECEK FORMUN BELİRLENMESİ

Süleyman TOKAY

Duyar Vana-Makina Sanayi ve Ticaret A.Ş

ÖZET

Hidrant sistemleri yangından korunmada çok önemli bir işlevi yerine getirmektedir. Ülkemizde üretilmekte olan hidrant sistemleri, eski standarda bağlı kalındığında, herhangi bir akış özelliği içermemekte ve belirli boylarla sınırlı olmaktadır. Artık yeni standardın kabul edilmesi ile özellikle hidrantın kullanıldığı bölgede, yangın güvenliği açısından gerekli önlemlerin alındığı ürünlerin devreye girmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır.

Akış özellikleri ön plana çıktığında, bu özelliğin ürün üzerinde yaratacağı farklılıklar bilgisayar ortamında gerçekleştirilip prototip üretimine geçildiğinde rekabet edilebilirliğin yükseldiği ortadadır.

Bu bildiride, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yöntemi kullanılarak Yer Üstü Yangın Hidrantlarında kullanılabilecek en iyi klape formu dizaynı anlatılacaktır.

1. HİDRANT SİSTEMİ

2002 yılı Haziran ayındaki Bakanlar Kurulu kararı ve Temmuz ayındaki Resmi Gazete’de yayınlanan haliyle hidrant sistemi; (Madde 95) yapıların yangından korunmasında, ilk müdahalede söndürülemeyen yangınlara dışarıdan müdahale edebilmek için çok önemli bir işlevi yerine getirmektedir ve mümkün olduğunca yapının veya binanın tüm çevresini kapsayacak şekilde tesis edilmelidir.

Yine aynı maddeye göre; hidrant sisteminin dizayn debisi en az 1900 l/dak olmalıdır. Sistemde kullanılacak hidrantlar yer üstü yangın hidrantı olmalı ve TS 2821 nolu standarda uygun olmalıdır.

Mart 2007 tarihinde TSE tarafından yayınlanan TS EN 14384 standardı ile TS 2821 standardı iptal olmuştur. Böylece ürün üzerindeki boyutsal sınırlandırmalardan çok, ürünün güvenilirliği, verimi ve kullanım yerine göre uygulama özellikleri ön plana alınmıştır.

Yangının, tesislerin özelliklerine bağlı olarak değişme gösterdiği bir gerçekse de, esas olan yangına anında müdahale etme süresidir. Yerüstü yangın hidrantları ise buna imkan verir.

Yer üstü yangın hidrantları; fabrikalarda, depolarda, endüstriyel tesislerde, bina çevrelerinde, yangına hassas ormanlık arazilerde ve şehir yerleşim bölgelerinde, çabuk müdahalenin yanı sıra itfaiyenin su teminine de olanak sağlarlar.

Yer üstü yangın hidrantları, kullanım yeri özelliklerine bağlı olarak çeşitli çaplarda üretilirler. Hidrantların su verme kapasitesi giriş ve çıkış çaplarına bağlı olarak değişir. Genel olarak kullanım DN 100 tek giriş ve DN 65 çift çıkışın olduğu yer üstü yangın hidrantlarıdır.

Bu bildiriye konu olan yer üstü yangın hidrantı da, DN 100 tek su girişli, 1.750 mm boyunda, akış yönünde kapanma özelliğine sahip, dona karşı su boşaltma sistemi olan, PN 16 müsaade edilebilir çalışma basıncına uygun özellikleri kapsamaktadır.

2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ / COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)

Genel kullanımı itibarıyla, pompa ve vana sektöründe kullanımı ile bir tasarım ve analiz aracıdır. Bu sayede akış ve ısı transferi olaylarını tanımlayan çeşitli denklemler kullanılarak pompa / vana içerisindeki 3 boyutlu akışlar daha iyi anlaşılmaktadır. Tasarımcılar açısından önemi; prototip ürün üretilmeden önce tüm analizlerin sanal ortamda yapılması ve ilk seferde doğru temeline dayanan ve daha az enerji ve maliyet harcaması ile ürünün seri ortam şartlarına aktarılabilmesidir. Böylece alternatif tasarımlar ve fikirler parametrik çalışmalarla incelenebilir.

Bu amaçla yatırımını yaptığımız CFdesign programı kullanılmıştır. UG NX programı altına adapte edilebilen yapısıyla bu program yapılan dizaynların bütünleşik olarak analiz yapılmasına izin vermekte ve bu sayede tasarım ve analiz hızını daha da artırmaktadır.

3. TEST EKİPMANI

Mevcut üretimini gerçekleştirdiğimiz yer üstü yangın hidrantının Kv değerlerinin gerçek ortam testlerinin yapılabilmesi için ekipman tasarımı yapıldı. Bu ekipman üzerinde depo ve pompa sisteminin yanında gerekli ölçümlerin yapılabilmesi için bir adet debimetre ve bir adet fark basınç manometresi mevcuttur.



1. Çıkış Kontrol Vanası
2. Fark Basınç Manometresi
3. Debimetre
4. Giriş Kontrol Vanası
5. Hidrant

Resim 1- Test Ekipmanı Genel Görünüş



Resim 2- Depo ve Pompa Sistemi



Resim 3- Test Sistemi

Hidrant bu sistemde, şartname gereği olması gereken boyutsal ölçülerdeki ekipman üzerine dikey olarak yerleştirilmiştir. Akış karakteristikleri, hidrant girişinde ve çıkışında min 10d uzaklığına yerleştirilen iki adet kontrol vanası ile ayarlanır.

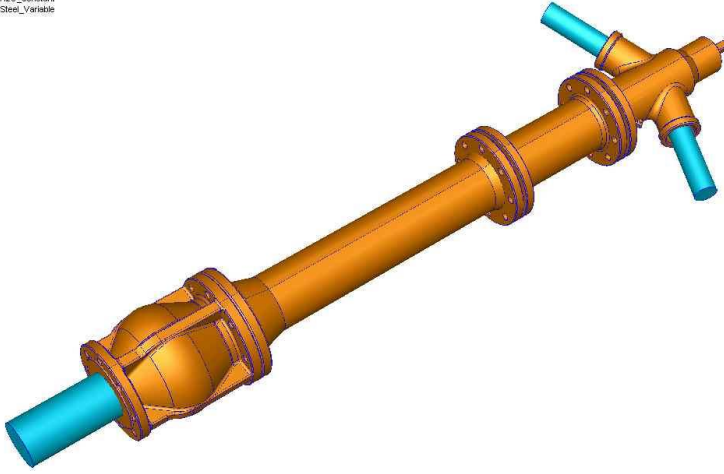
Ölçüm noktaları girişte min 2d, çıkışta 10d mesafededir. Bu testin sonunda hidranttan beklenen akış karakteristik özelliği; Kv katsayısı 140 olmalıdır.

Testler ΔP (basınç farkı) 0,4 – 0,7 – 1,0 değerlerinde yapılmıştır.

4. MEVCUT ÜRÜN ÜZERİNDEKİ ÇALIŞMALAR

Üretmekte olduğumuz YÜYH parça ve montaj hali ile CAD (3D Bilgisayar Destekli Tasarım) ortamına aktarılmıştır. Bu aktarım esnasında özellikle klape ve çatal gibi direnç oluşturma özelliği fazla olan parçalar (bölgeler) 3B koordinat ölçüm cihazı ile ölçülmüştür. Montaj hali ile CFD yazılımına aktarılan datanın özellikleri şu şekildedir:

2-H2O_Constant
3-Stress_Variable



Ürün üzerinde bir adet DN 100 girişi ve iki adet DN 65 çıkışı mevcuttur. Giriş basıncı 1 (bir) bar, çıkışlardaki basınç ise 0 (sıfır) bar'dır.

Sınır şartları, su ve katı hacimleri tanımlanır, mesh üretilir.

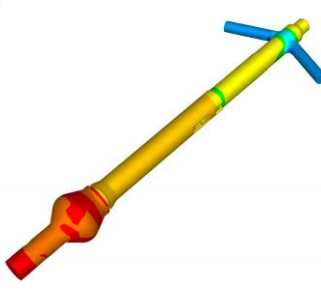
Resim 4- Eski Hidrant Giriş ve Çıkışlar

Programda akım çizgileri ve basınç dağılımı analizleri yapıldığında aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

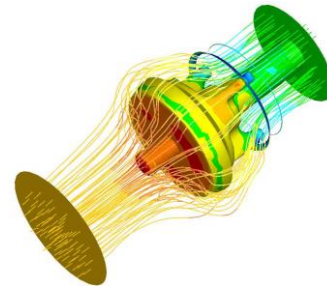
Ürün üzerinde en çok basınç kaybına yol açan iki bölgenin (klape ve çatal) üzerinde yapılan akış analizi ve basınç kaybı değerleri göstermektedir ki bu bölgeler iyileştirilmeli veya yeniden tasarım gerçekleştirilerek daha iyi bir sonuca ulaşılmalıdır.



Resim 5- Akış Analizi

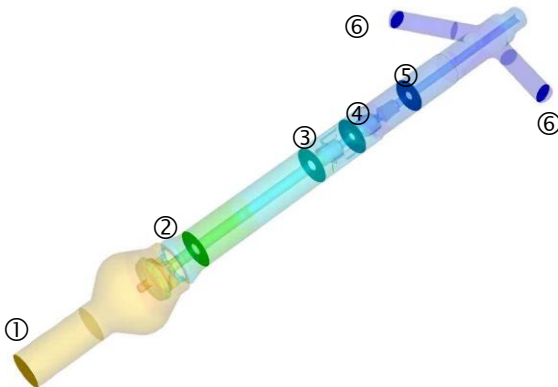


Resim 6- Basınç Dağılımı



Resim 7- Klape Akım Çizgileri

Tüm hidrant boyunca yapılan akış analizi ve basınç dağılımı özelliklerinin yanı sıra özellikle klape ve çatal bölgesinde basınç kaybı yüzdesinin yüksek olduğu görülmüştür.



BÖLGE AÇIKLAMALARI

- | | |
|-----|--------------------------------------|
| 1-2 | : Giriş - klape |
| 2-3 | : Klape – Hareket somunu |
| 3-4 | : Hareket somunu – merkezleme somunu |
| 4-5 | : Merkezleme somunu - çatal |
| 5-6 | : Çatal - çıkış |

Resim 8- Basınç Ölçüm Bölgeleri

Tablo 1- Basınç Ölçüm

Kesit No	Basınç (bar)
1	1
2	0.8271
3	0.7969
4	0.7458
5	0.6127
6	0

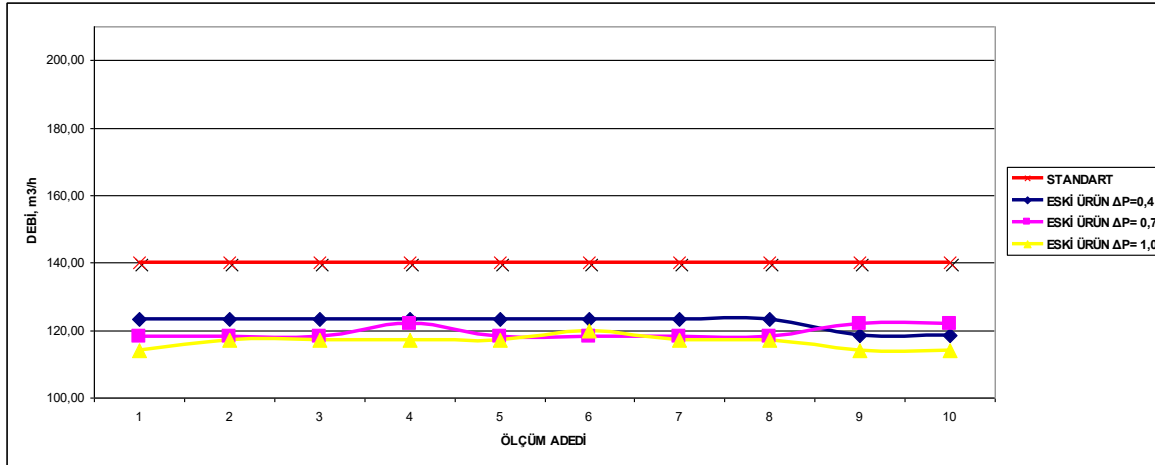
Tablo 2- Ölçüm Noktaları Arası Basınç Farkları

Aralık	Basınç Kaybı (bar)	Basınç Kaybı (%)
1 – 2	0.1729	17.3
2 – 3	0.0302	3.0
3 – 4	0.0511	5.1
4 – 5	0.1331	13.3
5 – 6	0.6127	61.3
TOPLAM	1	100

Basınç kaybının en yüksek olduğu bölge; çatal formu ve klape formunun yüksek akış direncine sahip olmasından dolayı çatal girişi-hidrant çıkışı ve hidrant girişi ve klape çıkışıdır.

Bu sonuçlara bakıldığında, hidrantın akış özelliklerinin istenilen seviyelere çekilmesi için ürün üzerinde iyileştirme yapılması gereken bölgeler ortaya çıkmış bulunmaktadır.

1 barlık basınç farkı altında hidranttan geçen su debi hesaplandığında Kv katsayısı için 124,4 değerine ulaşılmaktadır. Aynı ürün üzerinde gerçek ortam testleri yapıldığında ise karşımıza çıkan sonuçlar aşağıdaki gibidir:

**Grafik 1- Eski Hidrant Debi Ölçüm Grafiği**

Gerçek ürün testleri sonucu elde edilen ortalama Kv değeri 119,4' tür. Bu sonuca göre % 9,5' luk sapma ile sanal ortam testlerine ulaşılmıştır. Bu değer standartta belirtilen ve yangın anında istenen değere uzak bir değerdir. Bu değer artırılması için üzerinde çalışılacak bölgeler de belirlidir.

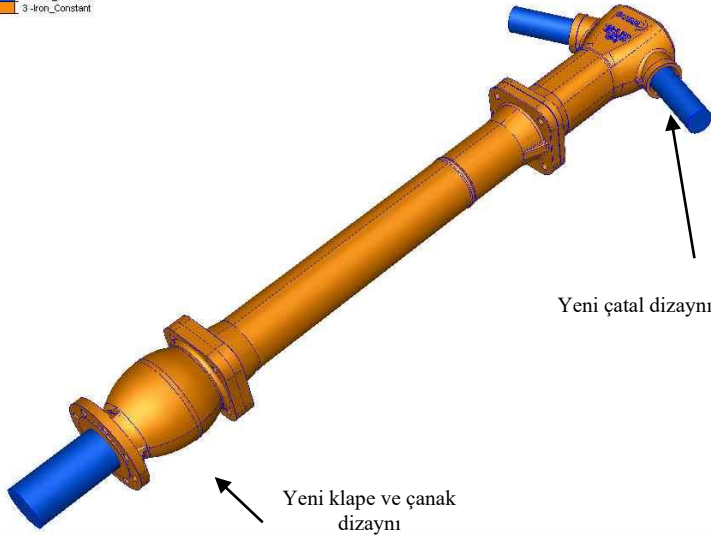
KABULLER: Döküm yüzey pürüzlülüğü ve imalattan kaynaklanan hatalar ihmal edilmiştir.

5. YENİ ÜRÜN DİZAYNI

Bu çalışma her ne kadar hem klape ve hem de çatal üzerinde yoğunlaşsa da bu bildiride sadece klape üzerinde yapılan çalışmalar anlatılacaktır. Tabii ki akış özelliğinin yüksek çıkmasında çatalda yapılan iyileştirme çalışması sonuçlarının da önemli oranda etkili olduğu göz ardı edilmemelidir.

İyileştirme çalışması tüm ürün üzerinde yapılmıştır. Öncelikle görsel anlamda yeni bir çatal formu üzerinde piyasa beklentileri göz önünde tutularak bir çalışma yapılmıştır. Fakat daha önce de bahsedildiği gibi bu bildiride sadece klape çalışması anlatılacaktır.

1-H2O_Constant
3-Iron_Constant



Ürün üzerinde bir adet DN 100 girişi ve iki adet DN 65 çıkışı mevcuttur. Giriş basıncı 1 (bir) bar, çıkışlardaki basınç ise 0 (sıfır) bar' dır.

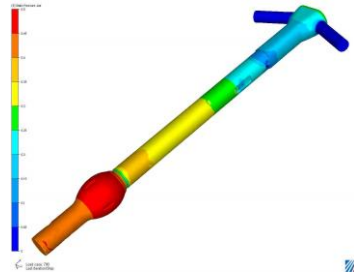
Sınır şartları, su ve katı hacimleri tanımlanır, mesh üretilir.

Resim 9- Yeni Hidrant Giriş ve Çıkışlar

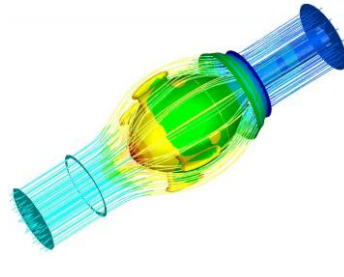
CFdesign programı kullanılarak pek çok klape ve çatal formu geliştirilmiş ve programda akış analizleri hesap edilmiştir. Bu analizlerin sonucunda en iyi klape dizaynının yumurta (veya su damlası) şeklinde olduğu ortaya çıkmıştır. Klape tasarımının netleşmesi ile artık ürün CAD ortamında imalat şartlarına uygun hale getirilmiş ve monte edilebilir bir şekle dönüştürülmüştür.



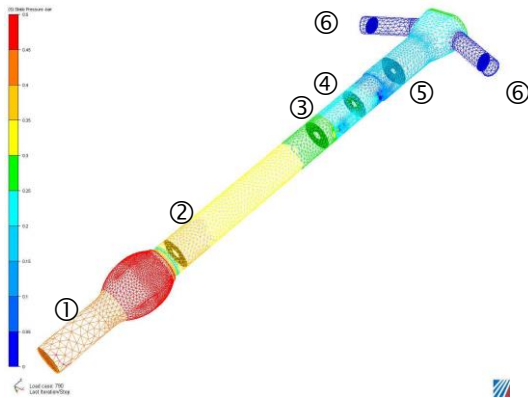
Resim 10- Akış Analizi



Resim 11- Basınç Dağılımı



Resim 12- Klape Akım Çizgileri



Resim 13- Basınç Ölçüm Bölgeleri

BÖLGE AÇIKLAMALARI

- 1-2 : Giriş - klape
- 2-3 : Klape – Hareket somunu
- 3-4 : Hareket somunu – merkezleme somunu
- 4-5 : Merkezleme somunu - çatal
- 5-6 : Çatal – çıkış

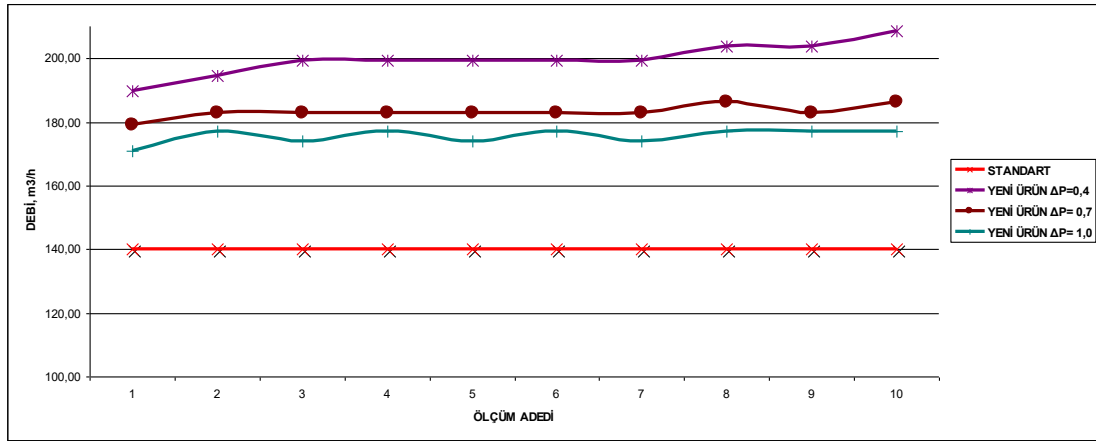
Tablo 3- Basınç Ölçümleri

Kesit No	Basınç (bar)
1	0.4324
2	0.3605
3	0.2887
4	0.2414
5	0.1655
6	0

Tablo 4- Ölçüm Noktaları Arası Basınç Farkları

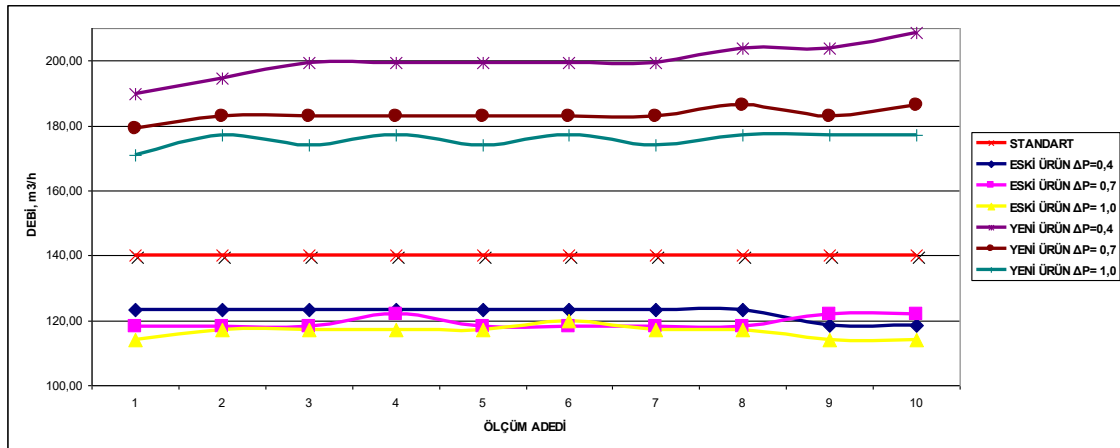
Aralık	Basınç Kaybı (bar)	Basınç Kaybı (%)
1 – 2	0.0719	16.6
2 – 3	0.0718	16.6
3 – 4	0.0473	10.9
4 – 5	0.0759	17.6
5 – 6	0.1655	38.2
TOPLAM	0.4324	100

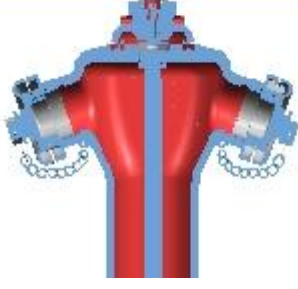
1 barlık basınç farkı altında hidranttan geçen su debi hesaplandığında Kv katsayısı için 213,0 değerine ulaşılmaktadır. Gerçek ürün testleri sonucu elde edilen ortalama Kv değeri 192,7'tür. Bu sonuca göre % 9,05'luk sapma ile sanal ortam testlerine ulaşılmıştır. Aynı ürün üzerinde gerçek ortam testleri yapıldığında ise karşımıza çıkan sonuçlar aşağıdaki gibidir:

**Grafik 2-** Eski Hidrant Debi Ölçüm Grafiği

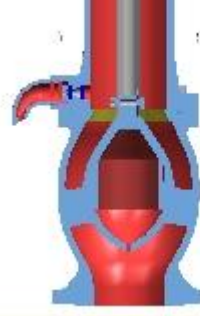
6. SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMA

Her iki ürüne ait Kv ölçüm sonuçlarını tek bir grafik üzerinde incelediğimizde standardın istediği değer, eski ürün ve yeni ürün gerçek test sonuçları aşağıdaki grafikte görülmektedir:

**Grafik 3-** Eski ve Yeni Hidrant Debi Ölçüm Grafik Karşılaştırma



Resim 14- Çatal Yeni Formu



Resim 15- Klape Yeni Formu



Resim 16- Klape Detay Resmi

CFdesign programı ile akış analiz çalışmaları sonucunda Yangın güvenliği açısından standardın öngördüğü akış özelliğine sahip hidrantın klapesi solda görülmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda bu form en iyi akışı sağlayabilecek form olarak belirlenmiştir. Hem eski ve hem de yeni ürüne ait belirlenen akış katsayıları bu bildirinin telini teşkil etmektedir.

Tablo 5- İyileştirme Sonuçları ve Karşılaştırma

Aralık	Basınç Kaybı, bar, eski	Basınç kaybı, bar, yeni	İyileştirme, %
1 – 2	0,1729	0,0719	+ % 58,0
2 – 3	0,0302	0,0718	- % 137
3 – 4	0,0511	0,0473	+ % 7,4
4 – 5	0,1331	0,0759	+ % 43
5 – 6	0,6127	0,1655	+ % 73

Tablo 5’ ten de görüldüğü gibi, üzerinde çalışılan bölgelerde klape ve çanak tasarımı ile % 58 ve çatal tasarımı ile de % 73 iyileştirme sağlanmıştır.

Elde edilen sonuçlar, standardın beklentilerinden oldukça yüksektir.

KAYNAKLAR

- [1] Binaların Yangından Korunması Hakkında Yönetmelik Resmi Gazete Tarihi: 26.07.2002.
- [2] “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Pompa/Vana imalat sanayinde kullanımı” Ertuğrul Alp.
- [3] BAŞEŞME, 5. Pompa – Vana Kongresi ve Sergisi, Bildiriler Kitabı sh. 40-49.
- [4] White F.M., “Fluid Mechanics” Mc GRAW HILL.

SUMMARY

The Decision Of The Flow Coefficients And The Form For The Best Flow At Fire Hydrants

The fire hydrant systems carry out a very important role for defense from fire.

When it is depended on the old standards, the hydrant systems which are manufactured in our country did not include any flow characteristics. After the acceptance of the new standard, in terms of fire safety the necessity of the more reliable products appeared.

At this report the design of the best disk shape that can be used at pillar fire hydrants by using computational fluid dynamics (CFD) method will be told.

According to the related article that was determined in June 2002 the design flow rate of hydrant system should not be less than 1900 liters per minute. The hydrants which will be used in the system should be pillar fire hydrants and suitable for the standard TS 2821.

In March 2007 after the publication of a new standard TS EN 14384, the standard TS 2821 was canceled by Turkish Standard Institute. Therefore, safety, efficiency and application criteria took over rather than dimensional constraints. For example, while the minimum flow rate level expected in the old specification is $31,7 \text{ m}^3/\text{h}$ (1900 l/m) the new sub limit is wanted as $140 \text{ m}^3/\text{h}$ in the new specification.

For all design works the analysis and test tools are indispensable. As a design and analysis tool used most in pump and valve sectors is CFD method. By helping of CFD and its 3 dimensional feature flow and heat transfer events in pumps and valves are understood more properly. At the stages before prototype it will help much to designers. Since, all analyses can be made in a virtual environment by means of CFD. This provides a right prototype at first and one state. Thus, products can pass the preliminary manufacturing phase consuming less energy and cost at less time. Moreover, different ideas and designs are able to do parametrically in short time.

For this reason, our virtual analysis tool CFDesign one of the CFD analysis programs was used.

In order to do real environment tests of pillar fire hydrants, an equipment that helps to find out k_V values was designed. This equipment includes a flow meter and a differential manometer as well as a water tank and a pump. Using the outputs taken from the flow meter and manometer k_V calculations are realized.

In according to the related specification a hydrant is vertically installed in the equipment. Flow characteristics are adjusted by two control valves located on inlet and outlet of the system. Measurement probes are at minimum 2D distances upstream and 10D distances downstream.

The tests were done at differential pressures 0,4, 0,7, 1,0 bar.

The present pillar fire hydrant was shaped in virtual environment by Computer Aided Design (CAD) method. Then the model was analyzed in CFDesign program. According to the outputs got from the program the greatest pressure lost has been seen to realize in disk and barrel regions. For this reason, these regions have been decided to be improved in order to catch better flow characteristics.

When the flow rate passed through the hydrant at 1 bar differential pressure is calculated k_V is found out as 124,4. At the same conditions real environment tests demonstrate the value of k_V as 119,4. The deviation between virtual and real test is about % 9.

This value is under the minimum value that is mentioned in the standard, so it needs to increase to an appropriate number. Because of this reason it was started recovery works. Even though the new study intensifies on either disk or barrel of hydrant, this bulletin will only mention the studies about disk region. But it should not be ignored that the getting improved work of the barrel has an important role about the recovery of flow characteristics.

Here, when the flow rate passed through the hydrant at 1 bar differential pressure is calculated k_V is found out as 213. At the same conditions real environment tests demonstrate the value of k_V as 192,7. As it is in the previous one the deviation between virtual and real test is approximately % 9. These numbers are quite higher than the level wanted by the standard.

When the last and previous outputs are compared it is noticed how much the improvement is great.

DÜNYA ÜRETİM METHODLARINDA GELİNER SON NOKTA: YALIN ÜRETİM

Tuba GÜL

Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş.

ÖZET

1920'lere kadar makinalaşma olanakları sınırlı, çok sayıda vasıflı işçi çalıştıran zanaatkarlığa dayalı atölye tipi üretim sistemi yerini 1920 yılından 1980'lere kadar Ford Model T'de popüler olan yığın üretime (seri üretim) bırakmıştır. Her iki tip üretimin dezavantajları, yeni tip üretim sistemine ihtiyacı ortaya çıkarmıştır. Yalın üretim, ilk olarak Japonya'da Toyota fabrikasında oluşturulmuş ve 1980'lerden sonra dünyada standart global üretim sistemi olmaya başlamıştır. Yalın üretimle, iki tip üretimin üstünlükleri biraraya getirilmiştir. Yalın üretim değişimlere açık olup tüm masrafları minimize ederek, doğru ve ilk zamanda, doğru yerde, daha az alanda doğru şeyleri elde etmektedir.

1. GİRİŞ

1920'lere kadar zanaatkarlığa dayalı yani emek-yoğun üretim sistemi, 1920 yılından 1980'lere kadar da Ford Motor'un kurucusu Henry Ford ve General Motors'dan Alfred Sloan tarafından geliştirilen yığın (kitle) üretim (Mass Production) dünyaya hakim olmuştur. Emek yoğun üretim sistemi makinalaşma olanakları sınırlı, üretimin çoğu aşaması manuel olarak gerçekleştirilen, bu nedenle çok sayıda vasıflı işçi çalıştıran tüketicinin isteğine dayalı üretim yapan bir sistem iken, yığın üretim/seri üretim son derece gelişmiş makinelerin, belirli konularda yetişmiş profesyonellerin dizaynlarının, yaptığı iş son derece basite indirgenmiş vasıfsız veya az vasıflı işçinin kullanıldığı bir sistemdir.

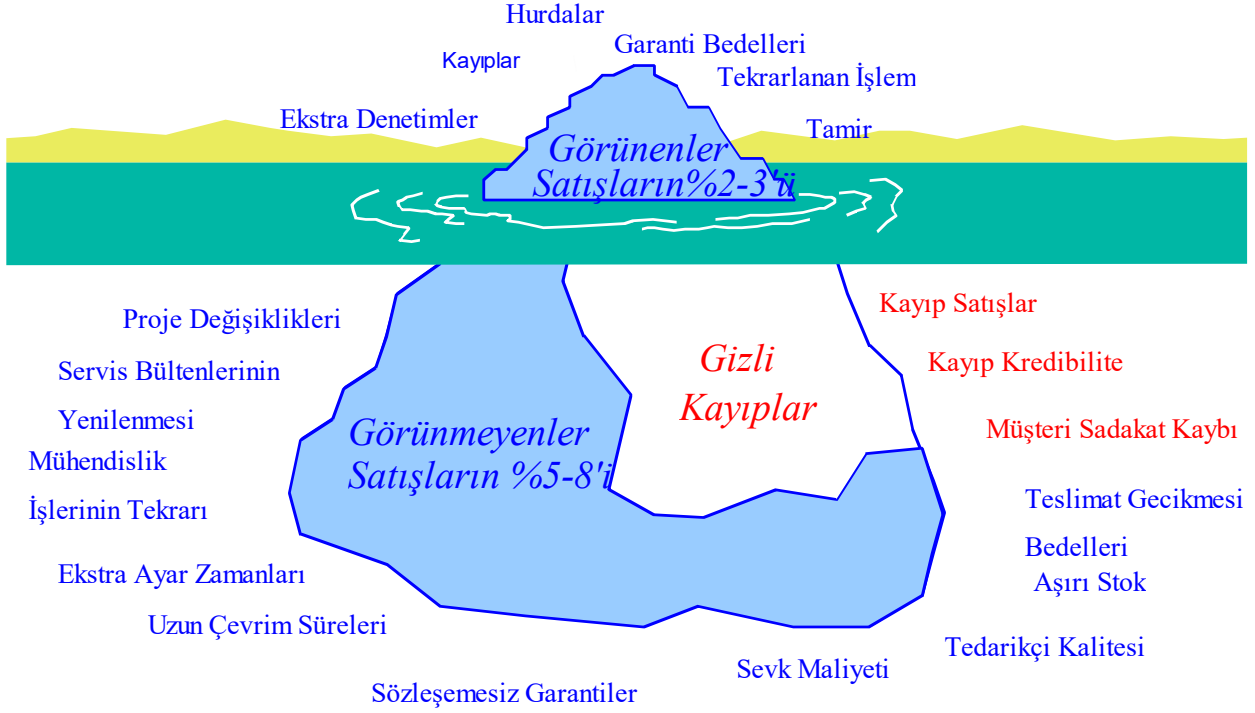
Üretilen ürünlerdeki değerin büyük kısmının emeğe ait olması dolayısıyla yüksek üretim maliyeti, her bir araç tek örnek üretildiği için ürün standadizasyonunun olmaması, ayrıca küçük ölçekli işletmelerin AR-GE ye/yeni teknolojiye yatırım yapmalarının güç olması emek yoğun üretim sistemi nin dezavantajları; Müşteriden ziyade üretim için üretim ve stok mantığı, çeşitliliği olmayan tek tip üretim, büyük çalışma ortamlarına ihtiyaç duyulması ve maliyeti yüksek makineler/ otomasyon sistemi de seri üretimin dezavantajlarıdır.

Yalın üretim, yani dünyaca tanınmış ismiyle Lean Production veya (Toyota Production System ilk olarak Japonya'da Toyota fabrikasında oluşan üretim yaklaşımıdır ve Toyota'yı günümüzde dünyanın en önde gelen otomotiv şirketi yapmıştır. Yalın üretimle, emek- yoğun üretim ile seri üretimin üstünlükleri biraraya getirilmiş, emek-yoğun üretimdeki esneklik ve kalite üstünlüğü ile yığın üretimin düşük birim maliyet yönü bütünleştirilmiştir.

Yalın üretim, 1980'lerden sonra sadece otomotiv sanayi için değil, diğer tüm endüstriler için dünyada standart global üretim sistemi olmaya başlamıştır. Belki de dünya üretim sistemi tarihinin son aşamasıdır.

Yalın üretim tam anlamıyla sıfır stok, sıfır hata, sıfır değişken, sıfır harcanan gereksiz zaman, sıfır müşteri bekleme süresi ve sıfır gereksiz iletişim olmak üzere 6 sıfırın kombinasyonudur. Değişimlere açık olup tüm masrafları minimize ederek, doğru ve ilk zamanda, doğru yerde, doğru şeyleri elde etmektedir.

Yalın üretimin ana stratejisi hızı artırıp, akış süresini azaltarak kalite, maliyet, teslimat performansını aynı anda iyileştirmektir. Müşteri ihtiyaçları doğrultusunda malzeme veya bilgiyi dönüştüren, şekillendiren ve katma değer yaratan faaliyet ile zaman ve kaynak kullanan, ancak ürün üstüne müşteri ihtiyaçları doğrultusunda değer ilave etmeyen ve katma değer yaratmayan faaliyeti ayırt etmeye yarar.



Şekil 1- Maliyet Kavramı (Buzdağı Modeli)

2. MÜKEMMEL REKABET GÜCÜNE ULAŞMA (ACHIEVING COMPETITIVE EXCELLENCE-ACE)

Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş., 2003-2004 yılında bir çeşit yalın üretim şekli olan “Mükemmel Rekabet Gücüne Ulaşma” programını şirketinin bünyesindeki bütün birimlerde uygulamaya başlamıştır.

“Mükemmel Rekabet Gücüne Ulaşma” (Achieving Competitive Excellence - ACE) kaliteyi iletirmek ve sürekli gelişmeyi sağlamak için oluşturulan * yalın üretimin 10 araçlık setinin kullanıldığı, standart proseslerin ve ölçülebilir sonuçların oluşturduğu, ortağı Carrier’ın bağlı olduğu, *UTC’nin (United Technology Company) bütün şirketlerinde, kullanılan geniş bir sistemdir. UTC bu programı uygulayarak kendisine bağlı bütün şirketler arasında “şirket kültürü oluşturmaya hedeflemektedir.

ACE katılımcı bir programdır ve bütün çalışanlarımız ACE’e katkıda bulunmaktadır.

ACE’de dört seviye vardır. Bunlar: Başlangıç, Bronz, Gümüş ve Altın.

- **Başlangıç Seviyesi (Qualify) Aşamaları:** İlk yatırım, başlangıç eğitimleri, veri toplama sistemlerinin oluşturulması, kişilerin sistem içine sokulması.
- **Bronz Seviyesi Aşamaları:** Araçları uygulamayı öğrenmek, geliştirilmiş eğitimler, veri toplamak ve kullanmak, ilk kazançları sağlamak ve gelişmeyi gerçekleştirmek.
- **Gümüş Seviyesi Aşamaları:** daha fazla kazanç, daha fazla gelişim, doğru değişim için adımlar ve iş performans artışı.
- **Altın Seviyesi:** Projenin sonuçlarının kalıcı hale getirilmesi.

2007 yılı itibariyle fabrika bölümünde 5 birim “bronz”, 4 birim “başlangıç”, idari bölümde ise 4 birim “bronz” 1 birim “başlangıç” sertifikasına sahiptir. 2008 yılı için “bronz” sertifikasına sahip birimler mevcut durumlarını korumayı, “başlangıç” sertifikasına sahip birimler de gelişme sağlayarak bronz sertifikasına geçmeyi planlamaktadır.

2.1. Kullandığımız 10 Yalın Üretim Aracı (10 ACE Tools)

QCPC: Kalite Kritik Süreç Şemaları (Quality Clinic Process Charts)

- Çalışanların Katılımı
- Çalışanlarda/Yönetimde İlişki (Güven)

- Pozitif İş Alanı (Moral)
- Çalışanların İşini Kolaylaştırmak
- Mevcut veya Potansiyel Problemleri Raporlamayı Teşvik
- Müşteriden Gelen Veri Problemlerine Önyargılı Yaklaşmak
- Öncelikli Maddelerden Başlamak
- Düşük Maliyet Hesapları ile Başarı Hikayeleri Üretmek

RRCA: Sürekli Kök Neden Analizi (Relentless Root Cause Analysis)

- Her problem altın külçe veya hazinedir.
- Her problem Niçin ve Nasıl olduğu hakkında bir hikaye anlatır.
- Problem çözmek açık zihin, sabır, inat, ısrar gerektirir.
- Kaliteyi geliştirmek için herkesin aktif rol alması kaçınılmazdır.
- Eylem yapılmadan problemin çözümü bilgilerden anlaşılmak zorundadır.
- Her problem hızlı ve kesin olarak çözümlenmelidir.

MP: Hata Önleme (Mistake-proofing)

- Hataların kaynaklarını gözden geçirir
- Hataları arızaya sebep olmadan araştır ve düzelt
- %100 doğrulama
- İç işlerinde maliyeti arttırmadan sadece örnekleme ile değil bütün ürünleri kontrol et
- Belirlenemeyen hata kaynakları elemine edilemez
- Hızlı geri besleme sistemi
- Hata veya arıza meydana geldiğinde hemen haber ver ve harekete geç
- Düzeltme işlemini çok çabuk gerçekleştir.
- Hata önleme planları
- Hata kaynaklarının tekrarı, doğrulama sistemleri ve hızlı geri besleme

TPM: Toplam Üretken Bakım (Total Productive Maintenance)

- TPM operatörlerle, bakım personeli arasındaki takım arkadaşlığını ve esnekliği geliştirir.
- TPM ekipmanların ayarlarını kolaylaştırır
- Günlük stoku destekler
- TPM para kazandırır
- Arıza kayıplar
- Değişim ve ayar (set-up) kayıpları
- Kesici ve sıkıcı uç kayıpları
- İlk çalıştırma kayıpları
- Küçük duruş ve boşta çalışma kayıpları
- Hız kayıpları
- Kalite hataları ve yeniden işleme
- Kapatma kayıpları
- Yönetim kayıpları
- Hareket kayıpları
- Düzen kayıpları
- Otomatik sistemlerin eksikliği nedeniyle oluşan kayıplar
- Kontrol ve ayar kayıpları
- Malzeme kayıpları
- Enerji kayıpları
- Kalıp düzenek ve aparat kayıpları

MFA: Pazar Geri Dönüşlerinin Analizi (Market Feedback Analysis)

- Data
- Bilgi akışı
- Bilgi birikimi
- Doğru karar ve hareket
- Yeni ürünler

SR: Ayar Sürelerinin Azaltılması (Setup Reduction)

- Daha kısa çevrim zamanları
- Fazla makina olanağı
- Daha az ilk parça hurdası

- Tekrarlanabilir makina performansı
- Az sayıda parça değişim miktarı
- Büyükçe esneklik

SW: Standart İş (Standard Work)

- Takt Time doğru hesaplanır
- Bekleyen ürünleri minimize eder
- Stok miktarını kontrol altına alır
- Çalışanlardan maksimum verim alınır
- En iyi iş uygulamaları oluşur

PC: Proses Sertifikasyonu (Process Certification)

- Kontrol altındaki prosesler
- Proses yeterliliği ve kararlılığına sahip prosesler
- Daha az tamirat, hurda

PM: Proses Yönetimi (Process Management)

- Kalite, teslimat ve maliyet vurgulanır.
- Zamanında ve doğru bilgi akışı sağlanır.
- Müşteri için çok önemli olan unsurların değerleri belirlenir.
- Kayıpsız ve modernize edilmiş iş prosesleri.

PP: Pasaport Sistemi (Passport System)

- Ürünlerin %100 teslim edilebilirliğini sağlar.
- Verimlilik sonuçlarını sınıfın en iyisi olarak tayin eder.
- Düşük kalitenin düşük maliyeti (garanti; sertifika üstü; mühendislik; hurda; tekrarlı işlemler; tamir)
- Yüksek RD&E etki indexleri (yeni ürünlerden ve servislerden gelişimin artması ve kazanç (fayda) sağlanması, RD&E harcama israflarının azalması)
- Pasaport uygulamaları karar vermede ve proje yönetiminde en iyi pratiktir.

3. ALARKO CARRIER SU ÜRETİM HATTI İÇİN YALIN ÜRETİM UYGULAMASI ve SONUÇLARI

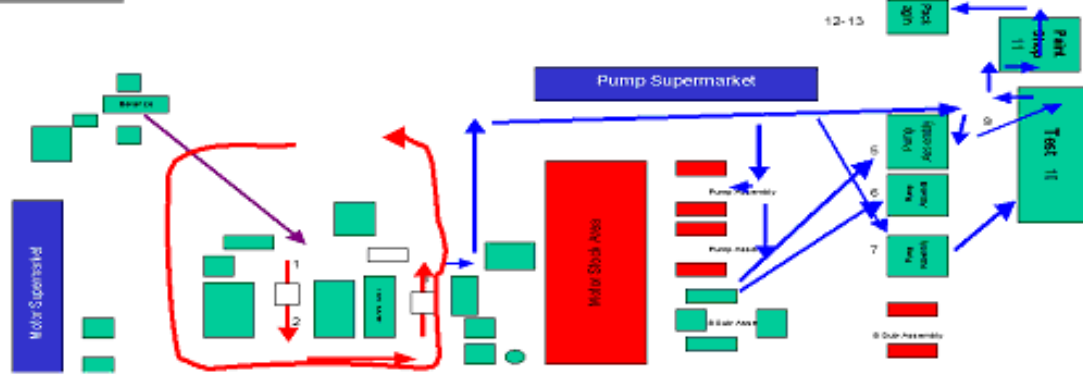
ÖNCE

SONRA

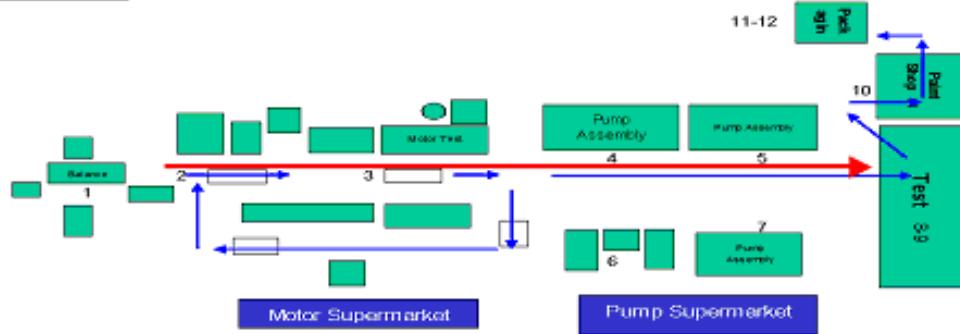


Önce

Yerleşim Planı

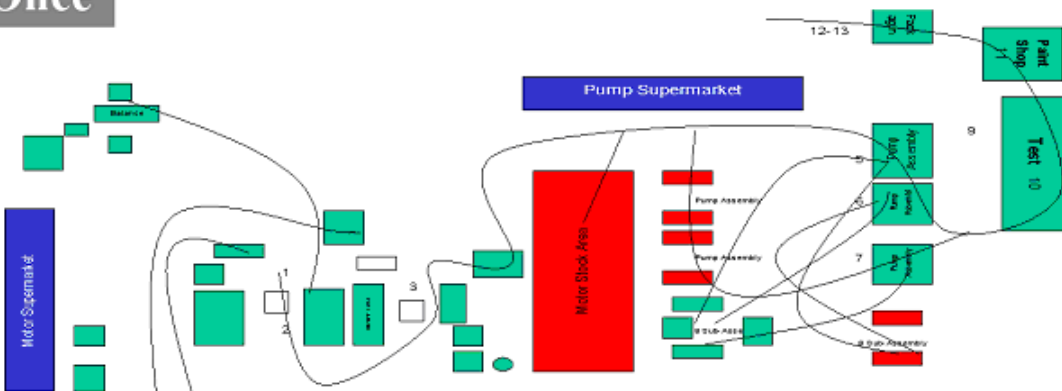


Sonra

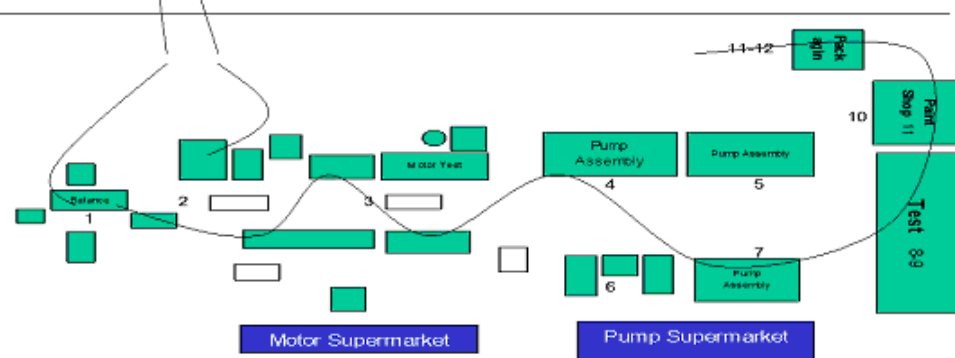


Önce

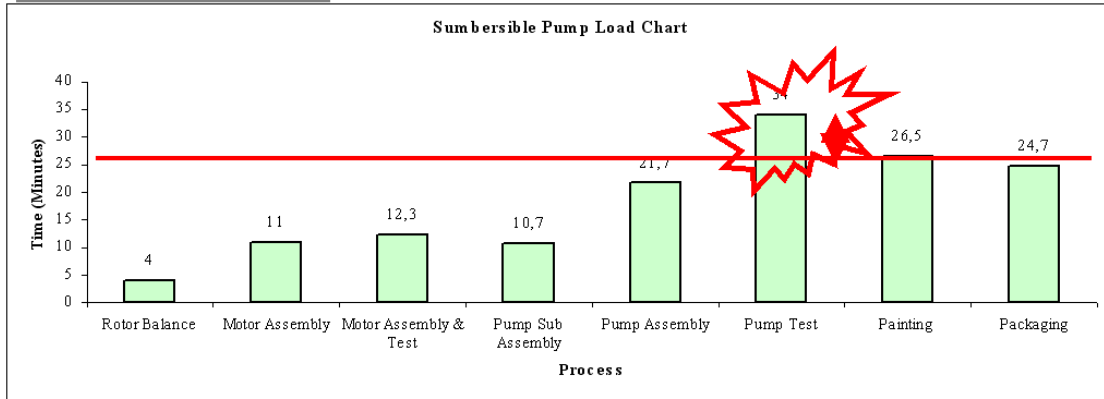
Spagetti Diagramı



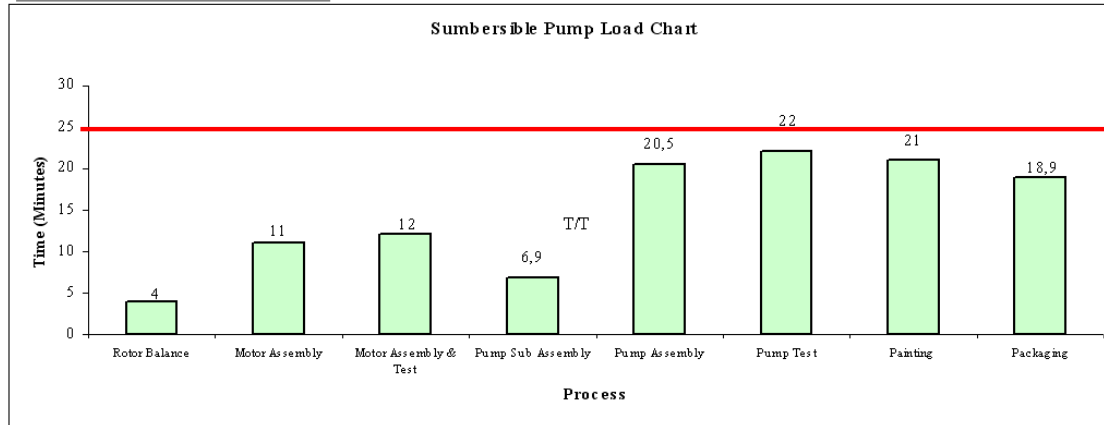
Sonra



Önce



Sonra



	Önce	Hedeflenen	Hedeflenen (%)	Sonra	Değişim (%)
Alan	482	434	10%	411	17%
Yürüme Mesafesi	93	74	20%	52	44%
Parça Hareket Mesafesi	223	178	20%	180	19%
İşçilik	13	12	8%	12	8%
EH&S	87	69	21%	50	57%

KAYNAKLAR

- [1] Womack, James P., Jones, Daniel T., and Roos, Daniel, “The Machine That Changed the World”, 1991,
- [2] Womack, James P. and Jones, Daniel T., “Lean Thinking”, Free Press, 2003
- [3] Ohno Taichi “Toyota Production System” , Productivity Press, 1988
- [4.] <http://utc.com>

SUMMARY

The Final Manufacturing Method To Be Reached In The World: Lean Manufacturing

After 1920's Craft production which uses skilled craftspeople and has limited machine facilities was replaced by mass production which was popularized by Henry Ford notably in his Ford Model T and uses skilled professionals to design products made by unskilled or semiskilled workers with highly developed single-purpose machines until 1980's.

Having all processes depend on craftworkers, highly production cost, uniqueness/nonstandardised products, almost lack of investment on R &D and new technology facilities were disadvantages of craft production where as products for production & stock and less variety production, big workshop, producing goods in high volume with low variety, expensive machines and automation systems were disadvantages of mass production.

After 1980's Lean Production begun to be a global production system not only for automotive industry but also for the other industries. Even it may be the last stage of the world production system. Lean manufacturing is a generic process management philosophy derived mostly from Toyota Production System (it is also known Toyota Production System) firstly started in Toyota Factory in Japan. It is Toyota's the most powerful advantage and strategic weapon in the Global Competition, leaded Toyota to have been recognized as a leader in the automotive manufacturing and production industry.

Lean production is the combination of mass and craft production advantages. It unifies flexibility and high quality level of craft production and the principles of mass production- at low cost per unit

Lean implementation aims getting the right things, in the right place, at the right-perfect& first-time, in the right quantity to achieve perfect work flow, waste minimization and being able to change.

Main strategy is to increase delivery, high quality and low cost performance while improving production flow and reducing production time. Consequently, non-value added activities, over production, unnecessary stocks, inappropriate processing, inefficient transportation, unnecessary motion rejects&defects and waiting times could be eliminated. Employee involvement and supplier development are also main principles of lean production.

Achieving Competitive Excellence (ACE)

Alarko Carrier Industry and Trade Co. Inc. started to implement Achieving Competitive Excellence (ACE) is a kind of lean production programme in its all units in 2003-2004

What is ACE? United Technologies Corporation (UTC), which is a diversified company including Alarko's partner Carrier, is committed to Achieving Competitive Excellence (ACE). UTC aims "a company culture" with implementing ACE. There are four levels of ACE; qualifying, bronze, silver and gold levels.

Qualified: First investment, first training, data collection system establishment, employee involvement

Bronze: Implementation, high level trainings, data collection and data using, first savings and earnings.

Silver: Better work performance development, increasing earnings, right changing steps

Gold: Make a permanent system

10 ACE Tools

QCPC: Quality Clinic Process Charts

RRCA: Relentless Root Cause Analysis

MP: Mistake-proofing

TPM: Total Productive Maintenance

MFA: Market Feedback Analysis

SR: Setup Reduction

SW: Standard Work

PC: Process Certification

PM: Process Management

PP: Passport System

POMPALARDA KAVİTASYON KARAKTERİSTİĞİNİN CFD KULLANILARAK HESAPLANMASI

Tunç DEĞER

Vansan Makina Sanayii A.Ş.

ÖZET

Bir pompanın karakteristik eğrileri, o pompa hakkında temel bilgileri verirler. Bu eğriler; debiye bağlı olarak, basma yüksekliği, güç, verim ve emmedeki gerekli net pozitif yükten (ENPY) oluşmakta olup, güvenilir olarak sadece performans testleriyle saptanmaktadır. Son yıllardaki gelişmelerle, pompa karakteristik eğrileri, nümerik sayısal akışkanlar dinamiği yöntemleriyle de elde edilebilmektedir. Bu yöntemlerden birisi, sonlu hacimler yöntemidir.

Bu çalışmada, bir dik milli derin kuyu pompasının karakteristik eğrileri, bir CFD yazılımı kullanılarak hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda, deney ve sonlu hacimler yöntemi sonuçlarının mühendislik uygulamaları çerçevesinde birbirlerine çok yakın oldukları saptanmış ve karakteristik eğrilerin, deney yapılmadan da, yaklaşık yöntem ile elde edilebileceği görülmüştür.

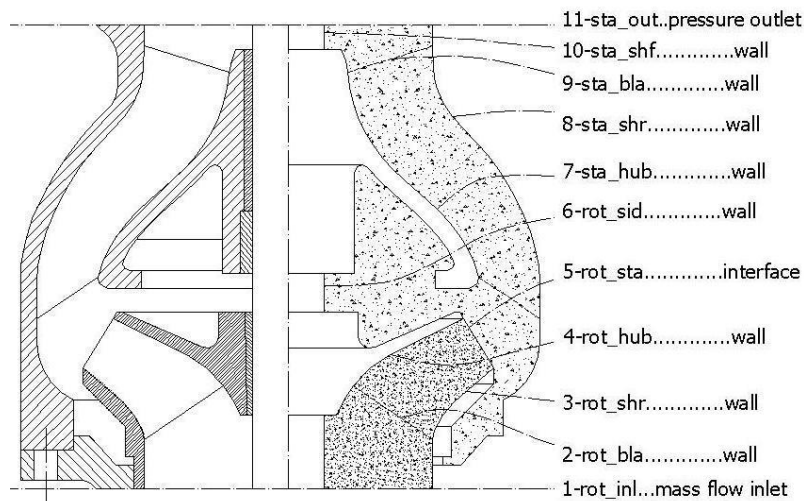
1. GİRİŞ

Bir pompanın özellikleri, o pompaya ait karakteristik eğrileri ile verilir. Karakteristik eğriler; debiye bağlı olarak, güç, verim, basma yüksekliği ve emmedeki gerekli net pozitif yük (ENPY) değerlerini veren eğrilerdir. Bu değerler, güvenilir olarak sadece deneysel yöntemle saptanabilmektedir. Bu değerlerden, ENPY değeri, bir pompanın kavitasyon özelliğini yansıtmaktadır.

Bu çalışmada; 1450 d/d'da, 95 l/s debi ve 13,5 mSS basma yüksekliğine sahip olan bir dik milli derin kuyu pompasının karakteristikleri, sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT paket programı yardımıyla hesaplanmıştır.

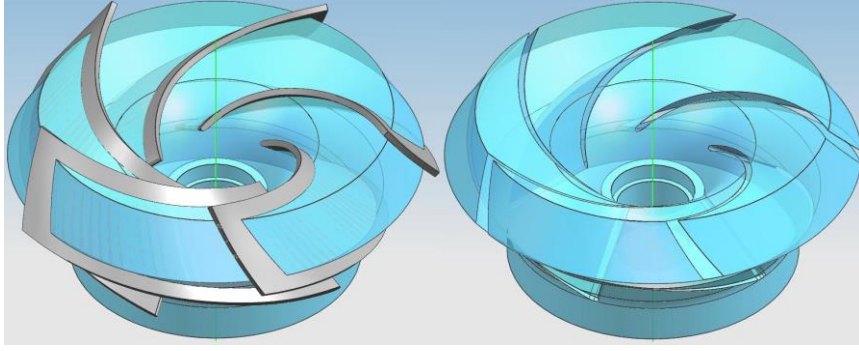
2. KATI MODEL ve AKIŞ HACMİNİN OLUŞTURULMASI

Dizayn edilen düşey milli pompa, iki farklı akış hacminden oluşmaktadır. Dönen pompa çarkının sınırları içinde rotor-sıvı, sabit difüzör sınırları içinde ise stator-sıvı bulunmaktadır. **Şekil 1**'de, projede analizi yapılan düşey milli pompa kademesinin, katı (solda) ve sıvı (sağda) modellerinin sınırları görülmektedir.

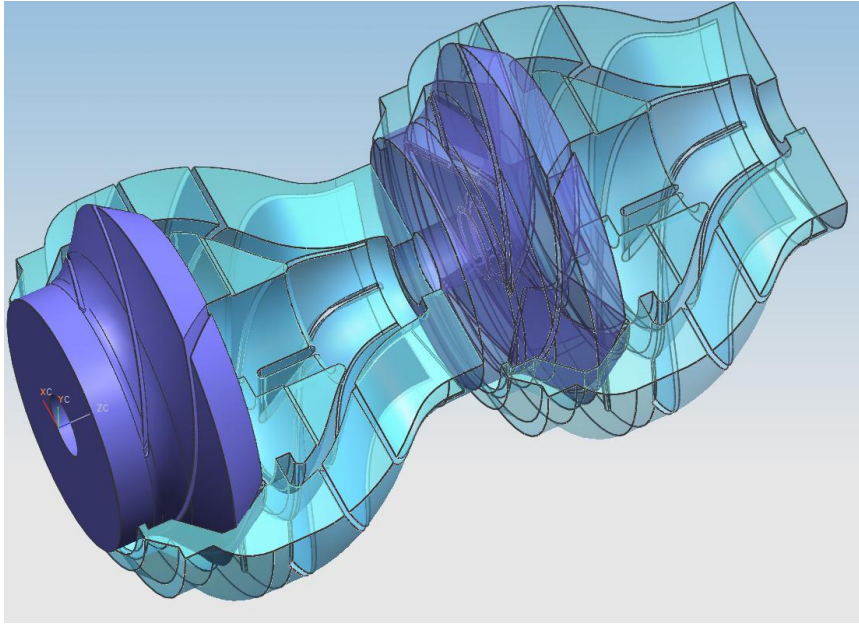


Şekil 1- Akış Hacmini Sınırlayan Yüzeyler

Şekil 2'de ise analizde kullanılan akış hacminin üç boyutlu çizimi görülmektedir.



Şekil 2- Pompa Çarkı Akış Hacmi



Şekil 3- Pompa Grubu Akış Hacmi Montajı

Pompa çarkı, difüzör, emiş haznesi ve çıkış haznesi akış hacimlerinin hazırlanmasının ardından, akışın sıvı modeli, sayısal ağız hazırlanması için ‘parasolid’ formatında “Gambit 2.2.30”a aktarılmıştır.

3. CFD ANALİZİ İLE ENPY KARAKTERİSTİĞİNİN HESAPLANMASI

Sabit devirde çalışan bir pompanın, her çalışma noktası için bir kaviteasyon sınırı vardır. Kaviteasyonun başlamaması için, pompanın girişindeki net basınç, akışkanın, çalışma koşullarındaki buhar basıncından, “dinamik düşüm” ve pompa giriş kayıplarının toplamı kadar daha fazla olmalıdır. Pompa emişinde öndönmesiz giriş koşulu kabulüyle, emmedeki gerekli net pozitif yük (ENPY_G),

$$(ENPY)_G = \left(\frac{c_0^2}{2g} + K \frac{w_0^2}{2g} \right) + (h_b + \xi) = \left[(1 + K) \frac{c_0^2}{2g} + K \frac{u_0^2}{2g} \right] + (h_b + \xi) \quad (1)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlikte, birinci terimi oluşturan meridyenel hızın debiye, teğetsel hızın ise dönme hızına bağlı olduğu ve genel bir yaklaşımla iç kayıpların değişmediği kabul edilerek, (“F”, eğriyi “Q-H” düzleminde ordinat yönünde öteleyen bir faktör olmak üzere), “ENPY” karakteristiği, debi ve dönme hızının bir fonksiyonu olarak düşünülebilir[1].

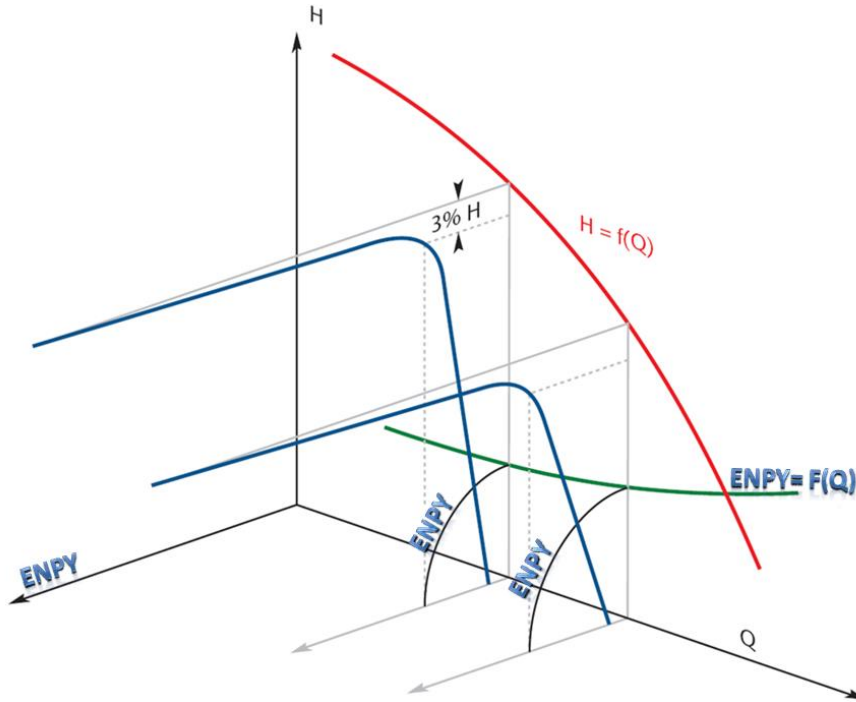
$$(ENPY)_G = f(Q) = a_1 Q^2 + a_2 n^2 + F . \quad (2)$$

Burada sabit bir devir sayısı için eğrinin parabolik bir karakteristiğe sahip olacağı görülmektedir. En iyi verim noktasından uzaklaşıldıkça “a1”, “a2” çarpanları ve kayıplar değişmektedir. Gerçek ENPY_G karakteristiği ancak kavitasyon deneyi yapılarak bulunmaktadıdır.

ENPY_G=f(Q) karakteristikleri, pompa emiş basıncı düşürülerek, farklı debilerde, kavitasyonun başladığı andaki emme basınçları kaydedilerek saptanmaktadır. Örneğin, kapalı devre çalışan bir pompanın, emişindeki deponun basıncını, vakum pompası kullanarak düşürüp, pompa karakteristiğinin farklı Q(n) debilerindeki ENPY_G (n)=f(Q) eğrisi bulunabilir.

Pompa girişindeki basınç, giriş tarafına bir vana eklenerek de ayarlanabilir. Bu durumda herhangi bir debide, emiş vanası, başlangıçta tamamen açılır, pompa basıncı ölçülür. Emiş vanası kısılarak, pompa girişindeki basınç düşürülür. Pompa kısılma eğrisi üzerinde çalışma noktası değişeceğinden çıkış vanası açılarak, debi önceki konumuna getirilmelidir. Kavitasyon oluşmasından itibaren emiş basıncının düşürülmesiyle birlikte, pompanın basma yüksekliği ve verim değerlerinin giderek azaldığı görülmektedir. Belirli bir emiş basıncından itibaren, emiş basıncının daha da düşmesiyle basınç ve verim aniden azalmaktadır.

Aşağıda, kavitasyon deneyi ile ENPY karakteristiğinin çizimi, “ENPY-H” düzlemi ve “Q-H” düzleminin birlikte incelendiği bir grafik ile gösterilmektedir (Şekil 4)[2]. Grafikte, pompa basıncı(H), emmedeki net basınç(ENPY) ve debi(Q), üç boyutlu eksen takımını oluşturmaktadır. H-Q düzleminde çizilen, ENPY=F(Q) karakteristiğini oluşturan her nokta, o debiye ait ENPY-H düzlemindeki deney sonucundan gelmektedir.



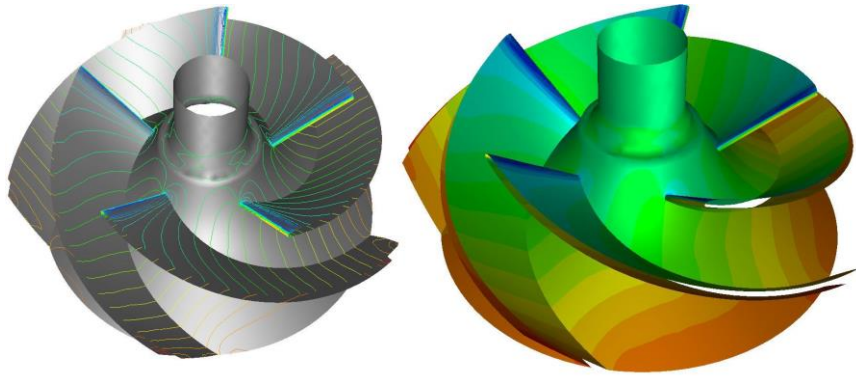
Şekil 4- Kavitasyon Deneyinde ENPY Karakteristiğinin Saptanması

Genel bir yaklaşımla; kabul edilen basınç sınır koşulları, tek fazlı akışta analiz edilen bir pompanın kanatları üzerindeki minimum basınç ile, akışkanın, çalışma koşullarındaki buhar basıncı arasındaki fark kadar düşürüldüğünde, kavitasyon başlangıcına ulaşabileceği düşünülebilir. Ancak bu kabul sadece, minimum basıncın, sınır koşuluyla değişiminin doğrusal olacağı bölge için geçerlidir. Özellikle ENPY_G % 3 değerinin, pompanın basma yüksekliğinde belirli bir oranda düşmenin gözlemlendiği andaki (pratikte $H_{kav} = \% 97 H(n)$ kabul edilmektedir[3]) emiş basıncı olarak kabul edilmesi durumunda, emmedeki net pozitif yükün doğru hesaplanması için, ikinci fazın da analize katılması gerekmektedir. Bu yüzden CFD yazılımları kullanarak, güvenilir bir kavitasyon analizi yapılabilmesi için, kullanılan yazılımın, çift fazlı akışı desteklemesi tavsiye edilmektedir.

Çift fazlı akış durumunda, analizlerin yakınsadığı hesaplama süreleri, tek fazlı analizlere kıyasla daha uzun olmaktadır. Bu yüzden, başlangıç sınır koşulları, benzer konstrüksiyonların deney sonuçlarından da faydalanılarak tanımlanmalıdır. Böylece kavitasyon anına ulaşılabilmesi için yapılacak analiz sayısı azalmaktadır.

Bu çalışmada, sabit bir debi için, emiş basıncı düşürülerek, pompanın basma yüksekliğinde % 3'lük düşmenin meydana geleceği durum araştırılmıştır. Bu durumda emmedeki net pozitif yük olan $ENPY_G$ değeri, H-Q eğrisi üzerine aktararak ENPY karakteristiği elde edilmiştir. Herhangi bir debide, $ENPY_G$ değerinin bulunabilmesi için, öncelikle bu noktada hesaplanan pompa basıncının, ideal durumdaki (kavitasyonsuz) basma yüksekliği ile karşılaştırılabilmesi gerekmektedir. Bu yüzden öncelikle, basınç sınır koşulları yüksek tutularak, ideal durumdaki pompa karakteristiği elde edilmiştir. Ayrıca, ideal durumdaki pompa basıncı ile, kavitasyon analizinde elde edilen sonuçlarının, aynı debiler için kıyaslanması gerektiğinden, pompa girişine kütsel debi (mass flow inlet) sınır koşulu atanmıştır.

Şekil 5'te, kavitasyonsuz durumda, analizi biten pompanın, eniyi verim noktasında, çark göbeği ve çark kanatları üzerindeki basınç dağılımı görülmektedir.

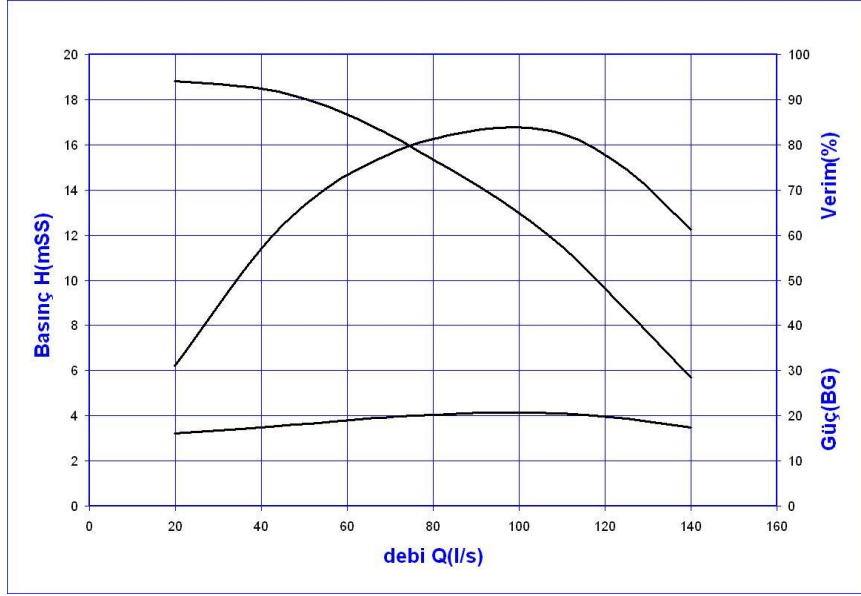


Şekil 5 - Pompa Çarkı ve Göbeği Üzerindeki Eş Basınç Sınırları

Yapılan analizler sonucunda, pompanın dizayn değerleri ile ($Q=95$ l/s, $H=13,5$, $P=20,6$ kW, $n=1450$ rpm) en iyi verim noktasındaki analiz sonuçlarının, çakıştığı görülmektedir (**Tablo 1**).

Tablo 1- 1450 d/d Devir Sayısı İçin, CFD Analizi Sonuçları

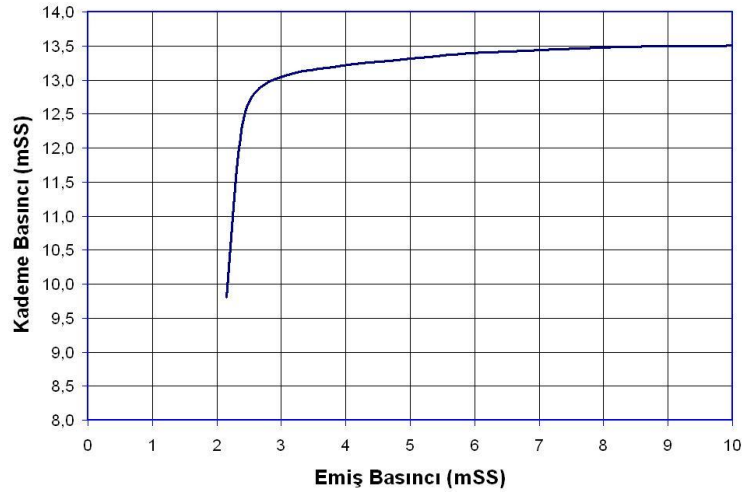
analiz no	Q(kg/s) debi	H out (kPa) çıkış basıncı	H inl (kPa) giriş basıncı	H(mSS) net basınç	T(Nm) tork	P(HP) pompa gücü	$\eta(\%)$ verim
1	19.86	555.42	370.73	18.83	78.0	16.10	31.02
2	39.89	551.96	370.55	18.49	84.0	17.35	56.81
3	55.01	553.72	379.88	17.72	89.7	18.52	70.30
4	70.00	555.65	394.44	16.43	95.4	19.69	78.05
5	79.99	557.12	406.52	15.35	97.8	20.19	81.27
6	94.99	508.87	375.03	13.64	100.0	20.66	83.81
7	109.96	511.45	398.63	11.50	99.2	20.48	82.49
8	124.99	601.36	516.45	8.66	93.9	19.38	74.57
9	140.00	515.82	460.08	5.68	83.9	17.34	61.31



Şekil 6 - Analiz Sonuçları Kullanılarak Çizilen Pompa Karakteristik Eğrileri

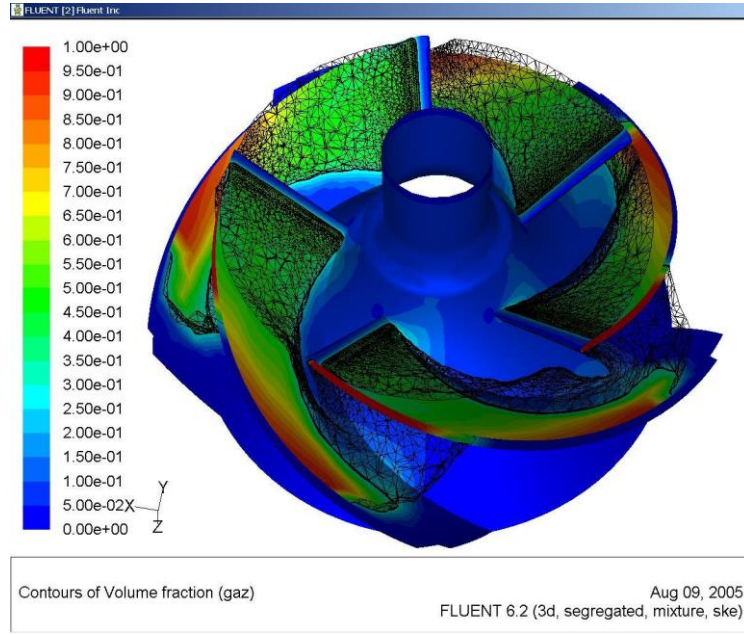
Girişinde yüksek basınç ayarlanarak karakteristiği hesaplanan pompanın, emiş basıncı, her debi değerinde **Şekil 4**'teki gibi düşürülerek tekrar analiz edilmiştir. **Şekil 7**'de, en iyi verim noktasındaki debide, giriş basıncına bağlı olarak pompanın kademe basıncının değişimi görülmektedir. Kademe basıncı çıkış ve giriş basınçlarının farkıdır.

İdeal durumda, 95[l/s] debide, pompanın manometrik basıncı, $H(n)=13,64[mSS]$ hesaplanmıştır. Aynı debi için, emiş basıncı düşürülerek, kavitasyonun geliştiği durum kabul edilen pompa basıncı, $97\%H(n) = 13,23[mSS]$ araştırıldığında, $Hemş=3,5[mSS]$ bulunmaktadır.



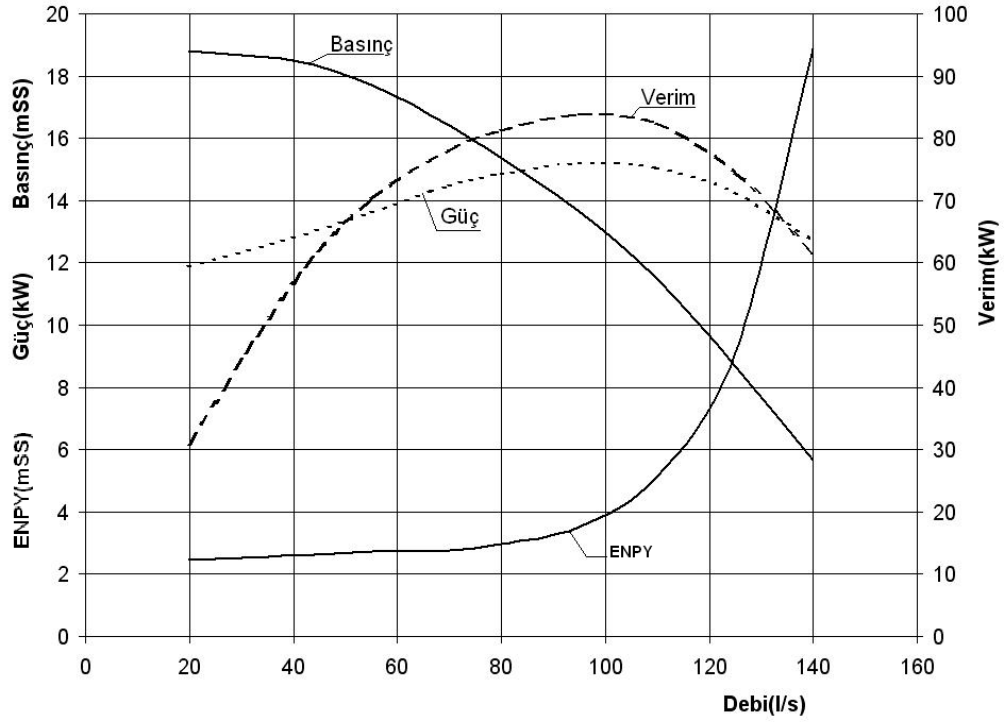
Şekil 7- Sabit Debide Pompa Basıncının Emiş Basıncıyla Değişimi

Şekil 7 incelendiğinde, kavitasyonun geliştiği andaki emiş basıncı olan $H=3,5[mSS]$ 'den daha düşük basınçlara ilerledikçe pompanın basma yüksekliğinde ani bir düşme görülmektedir. **Şekil 8**'de tam gelişmiş kavitasyon durumunda eş basınç sınırları ve % 60 gaz fazı içeren eş faz yüzeyleri görülmektedir.



Şekil 8 - Tam Gelişmiş Kaviteasyon Durumunda Çark Göbeği ve Kanat Yüzeyleri

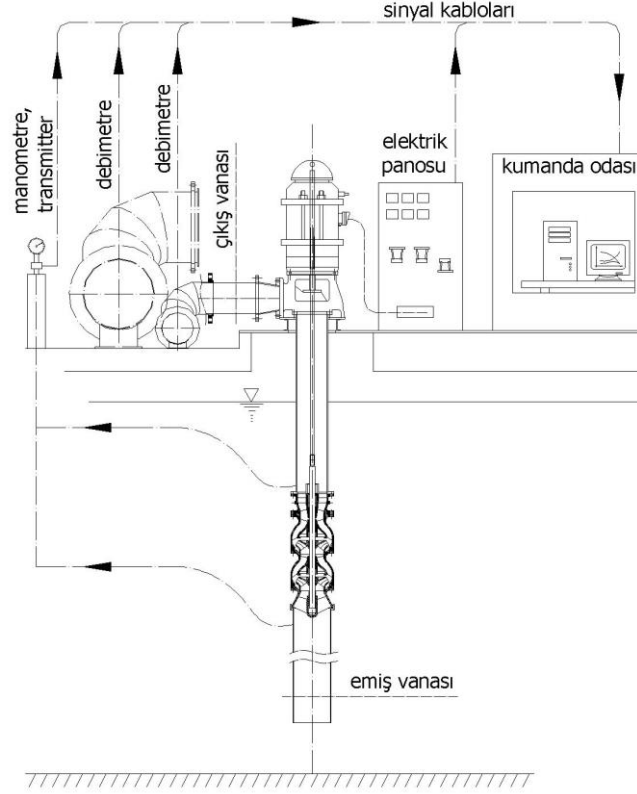
Pompanın diğer çalışma noktalarında da aynı yöntem ile analiz yapılarak, her çalışma noktası için emişte gerekli net pozitif yük ($ENPY_G$) değerleri hesaplanarak, pompanın $ENPY=F(Q)$ karakteristiği çizilmiştir (**Şekil 9**).



Şekil 9 - CFD Yazılımıyla Hesaplanan Pompa Karakteristiği ve ENPY Eğrisi

4. DENEY ile ENPY EĞRİSİNİN BULUNUŞU

Şekil 10'da, ölçüm cihazlarından, analog ve dijital sinyal toplayabilen, bir deney standının kesidi şematik olarak görülmektedir. Pompanın emiş ve çıkışında, manometrelere bağlanan basınç prizleri bulunmaktadır. Emiş borusunda bulunan vana, debi sabit kalacak şekilde kısılarak, pompa karakteristiğindeki her debi için basma yüksekliğindeki % 3'lük düşmenin gözlemlendiği emiş basınçları kaydedilmiştir.



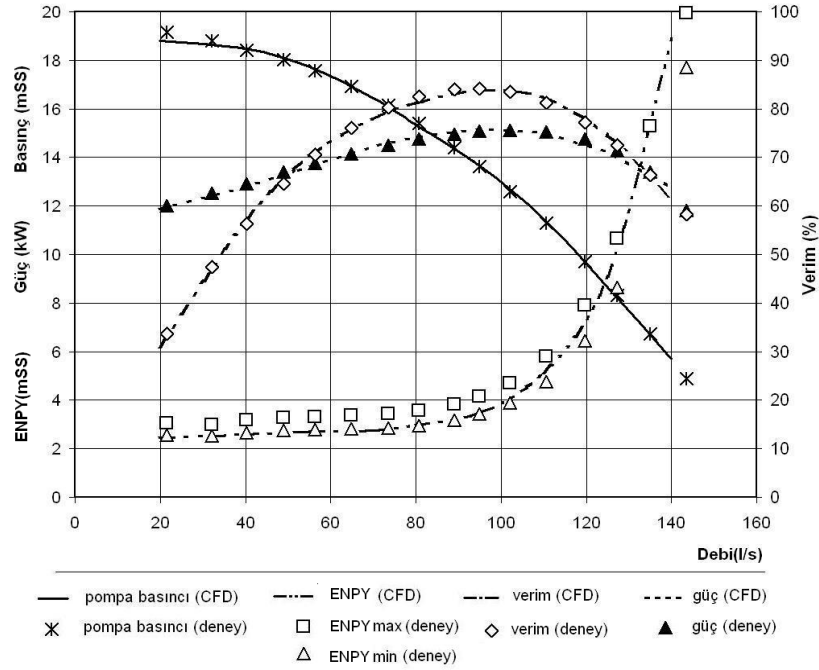
Şekil 10 - Deney Standının Şematik Resmi

Yapılan testler sonucunda dizaynı tamamlanan ve imal edilen düşey milli derinkuyu pompasının pompa karakteristikleri ve ENPY3 karakteristiği elde edilmiştir (**Tablo 2**). Emme vanasının kısılması durumunda, debinin istenilen değere getirilmesi için çıkış vanasının açılması gerekmektedir. Bu durumda ENPY değeri histeris nedeniyle belli bir bant aralığında ölçülebilmektedir. Deney sırasında kavitasyon durumunda, her debi için ölçülen en yüksek ve en düşük emiş basınçları, $ENPY_{max}$ ve $ENPY_{min}$ olarak kaydedilmiştir.

Tablo 2 - Deney Sonucunda Ölçülen Basınç, Güç ve ENPY Değerleri

Q	H	P	η	$ENPY_{min}$	$ENPY_{max}$
(lt/s)	(mSS)	(kW)	(%)	(mSS)	(mSS)
21,51	19,15	11,99	33,67	2,55	3,04
32,23	18,80	12,54	47,38	2,54	2,98
40,23	18,42	12,92	56,25	2,67	3,19
48,91	18,02	13,39	64,52	2,74	3,27
56,35	17,57	13,77	70,49	2,77	3,31
64,82	16,93	14,16	75,99	2,80	3,35
73,48	16,15	14,51	80,19	2,86	3,43
80,72	15,39	14,75	82,57	2,96	3,55
89,10	14,40	14,97	84,03	3,18	3,82
95,03	13,62	15,07	84,21	3,42	4,13
102,16	12,60	15,12	83,47	3,88	4,70
110,57	11,28	15,05	81,27	4,76	5,80
119,77	9,69	14,75	77,16	6,43	7,88
127,19	8,30	14,27	72,55	8,65	10,66
135,03	6,73	13,41	66,41	13,41	15,27
143,54	4,89	11,83	58,23	17,71	19,93

Deney sonuçları incelendiğinde, pompa karakteristiği ve ENPY eğrilerinin, özellikle dizayn noktasına yakın debilerde, CFD yazılımıyla elde edilen sonuçlarla uyum gösterdiği görülmektedir (Şekil 11).



Şekil 11- Deney Sonuçları ve CFD Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması.

5. SONUÇ

Bu çalışmada; çalışma noktasında, 1450 d/d'da, 95 lt/s debi ve 13,5 mSS basma yüksekliğine sahip olan bir dik milli derin kuyu pompası üzerinde, sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT paket programı ile ENPY grafiği de dahil olmak üzere, tüm karakteristik eğriler hesaplanmıştır.

Çalışmanın sonuçları, **Tablo 2** ve **Şekil 11**'de verilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde, deneyler ve sonlu hacimler yöntemi sonuçlarının mühendislik uygulamaları çerçevesinde birbirlerine çok yakın oldukları ve tüm karakteristik eğrilerin, deney yapılmadan, yaklaşık yöntem ile elde edilebileceği anlaşılmaktadır[4].

KAYNAKLAR

- [1] Özgür C., "Su Makinaları Dersleri", Teknik Üniversite Matbaası, İstanbul, s.187, 1983.
- [2] <http://www.fluent.com/about/news/newsletters/06v15i3/Fluent-News-Fall-06-10.pdf>
- [3] POMSAD, "Rotodinamik Pompalar İçin ENPY", s.9, 2001
- [4] Değer T., "Pompalarda Kaviteasyon ve NPSH Karakteristiginin Deney ve Sonlu Hacimler Yöntemi ile İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, s.103, Eylül 2005

SUMMARY

Prediction Of Pump Cavitation Using CFD

In a recent study, a vertical turbine pump having 95 l/s capacity and 13.5 mwc (meters water column) head at 1450 rpm was simulated using FLUENT to determine a value for the "Net Positive Suction Head Required (NPSHR)". A mesh of approximately 1.85 million cells was generated using GAMBIT. The cavitation model was used with water as the primary phase and water vapor as the secondary phase. The "k- ϵ " model was used for turbulence and the multiple reference frames (MRF) model was used to account for the motion of the rotor in the presence of the stationary stator and housing.

Several simulations were performed using mass flow inlet and pressure outlet boundary conditions to generate the pump characteristic curves. This choice of inlet condition fixes the flowrate, allowing the inlet pressure (and head rise across the stage) to be predicted as a result of the analysis. The predicted pressures were then compared with the stage head near cavitation at the same flow rate.

A series of simulations was performed to determine NPSHR - the required pressure above which non-cavitating operation will occur. To do so, the NPSHR was taken as the inlet pressure that corresponds to the pump operating at a head that is 3% below the non-cavitating head. At this point, some cavitation is probably occurring, but not enough to negatively impact the pump operation. The first simulation was performed at the maximum inlet pressure (high NPSH on the figure at right), and the pumping capacity (flow rate, Q) was recorded. For the same capacity, the inlet pressure (NPSH value) was then decreased until the stage pressure difference dropped 3% below the stage head, H . The inlet friction losses and the vapor pressure at the duty temperature were added to the inlet pressure and the NPSHR value was calculated.

As the inlet pressure was decreased further, a cavitation region developed and sudden drops in the efficiency and power curves were recorded. The NPSHR characteristic curve for a 3% head drop was obtained by repeating the same method for various mass flow rates. Power, head, and efficiency NPSHR curves were obtained in this manner and were compared with the test results. The characteristic curves were found to be in good agreement, especially near the best efficiency point. The results suggest that the NPSHR curve can be determined using CFD rather than the traditional experimental method.

BORULAMA TASARIM VE ANALİZİ

Yusuf Bora IŞIK

Çimtaş Boru İmalatları ve tic. Ltd. Şti.

ÖZET

Bir kuvvet santralinde ya da bir kimya tesisinde tasarım, proses tasarımı ile başlar. Daha sonra ünitelerin ve ekipmanların yerleşimi yapılır. Borulama tasarımına başlanabilmesi için, elde asgari olarak, böyle bir “Genel Yerleşim Resmi ile Borulama ve Enstrumantasyon Diagramı” bulunması gerekir.

Borulama tasarımında optimize edilmesi gereken birçok husus vardır. Bu bildiride boru destekleri ve borulardaki gerilme analizi üzerinde özellikle durulmuştur.

Gerilme analizi öncelikle iç basınca karşı dayanımı sağlayacak et kalınlığının tespitinde gereklidir, ama bununla sınırlı değildir. ASME Borulama Tasarım Kodları genelde üç ayrı kontrol daha ister. Bunlardan biri borunun kendi ağırlığı ve üzerindeki diğer yüklerle mesnetler arasında dayanıp, dayanmayacağını tahkikidir. İkincisi; deprem, rüzgar gibi arıza yüklerin tahkikidir. Üçüncüsü ise ısı farklarından oluşan genleşmelerin yol açacağı gerilmelerin kabul edilebilir sınırlar içinde olup, olmadığını tahkikidir.

1. GİRİŞ

6. Pompa – Vana Kongresi’ne “Borulama Gerilme Analizleri ve Boru Destekleri” ile ilgili bu bildiriye sunarken, önce konunun pompa - vana ile ilişkisine kısaca değinmek isterim.

İster termik, kombine .evrim veya nükleer olsun, kuvvet santrallerinde, rafinerilerde, kimya, petrokimya tesislerinde ya da LNG ihraç ya da ithal terminallerinde, proses üniteleri ya da proses ekipmanları arasında ürünlerin nakli, sıvı ya da gaz fazında yapılabilmesi için, genelde sıvı ya da gazı hareket ettiren bir güce; pompa ya da kompresöre ihtiyaç vardır. Bu sıvı ya da gaz, bir boru hattı içinde hareket eder. Hat üzerinde vanalar ile kontrol edilir. Dolayısı ile boru hatları olmadan pompa ve vanaların varlığı anlamsızlaşır. Boru hatlarının içinden geçen akışkanın cinsi, güzergahı, miktarı, çapı, sıcaklığı ve basıncı, pompa ve vanaların özelliklerini belirlediği gibi, boru hatlarından kaynaklanan kuvvet ve momentler de bu ekipmanların tasarımı için hayati önemdedir.

Akışkanlar mekaniği bildiri konumuzun dışında kalmaktadır. Dolayısı ile konumuz, akışkanın hızının ya da boru hattının çapının belirlenmesi ile ilgili değildir. Konumuz boru hatlarına etki eden basınç, sıcaklık, yük ve momentler ile arıza olarak meydana gelebilecek sismik, rüzgar vb. yüklerin yaratacağı gerilme, yer değiştirme, mesnetlerde ve ekipmanların borulanmaya bağlandığı emiş ve basma ağzlarında ortaya çıkacak kuvvet ve momentlerle nasıl baş edileceğinin incelenmesidir.

“Borulama Tasarımı, Gerilme Analizi ve Boru Destekleri” konusu Enka Grubu’na bağlı olan Çimtaş Boru A.Ş.’de oluşturduğumuz Tesis Tasarım Mühendislik Bölümümüzün başlıca faaliyet alanlarından biridir. Tesis Tasarım Mühendislik Bölümümüz, bu mühendislik faaliyetlerinin yanı sıra, muhtelif yurt dışı projelerimiz için bir yıl içinde, boru hatları üzerinde kullanılan yaklaşık 11 milyon dolarlık vana, kontrol vanası ve enstrumantasyon ile, 6 milyon dolarlık borulama destekleri satın almış olacaktır.

2. BORULAMA TASARIMINDA MALZEME SEÇİMİ

Borulama tasarımında önemli bir başlangıç noktası da malzeme seçimidir. Malzeme seçimini, genelde, akışkanın özellikleri ve proses şartları belirler. Ancak, malzemenin fiyatı ve bulunabilirliği de bu süreçte belirleyici olur. Kimya ve petrokimya tesislerinde, akışkanın özellikleri ve korozyon tehlikesi, malzeme seçiminde belirleyicidir. Çözüm, bazen NACE spesifikasyonuna uygun karbon çelik malzemeler olabileceği gibi, bazen de paslanmaz çelikten inconel gibi pahalı exotic malzemelere uzanabilir.

Kuvvet santrallerinde ise malzeme seçiminde genelde belirleyici olan, yüksek sıcaklıklardaki mukavemet ve sünme (creep) özellikleridir.

3. TESİS VE BORULAMA TASARIMI

Tesis ve borulama tasarımı, sadece borulama değil, proses ve ekipman bilgisi başta olmak üzere disiplinlerarası koordinasyon gerektiren ve tecrübeli tasarımcılara ihtiyaç duyulan bir iştir.

Borulama tasarımına başlayabilmek için öncelikle proses ile ilgili akış diagramlarının hazırlanmış olması gerekir. Bu aşamada, enerji ve kütle dengelenmesi yapılır. Buradan hareketle ekipmanların kapasiteleri belirlenir ve buna bağlı olarak da ebatları tahmin edilir. Bu bilgilerle tesisin ünitelerinin ve ünite içi ekipmanların yerleşimi üzerinde çalışma başlar.

Bu ön çalışma müşteri onayına sunulur ve prensipte anlaşma sağlanması ile bir sonraki aşamaya geçilir. Onayı takiben, Proses Akış Diagramı üzerinde yapılacak detay çalışma ile Borulama ve Enstrumantasyon Diagramları oluşturulur. Tesisde kullanılacak boru çapları ve kontrol elemanları belirlenir. Bu aşamada ekipman ölçüleri de daha hassas belirlenmiş, Tesisin Genel Yerleşimi de detay mühendisliğe uygun kıvamda gelmiştir. Ortaya çıkan bu Genel Yerleşimin bütün disiplinler ve taraflarca birlikte incelenip, onaylanmasını takiben artık borulama tasarımına başlanabilir.

Borulama tasarımında;

- Proses gereklerine uyulması,
- Borulamaya gerekli esnekliğin verilmesi,
- İşletme ve bakım kolaylığı,
- Montaj kolaylığı,
- Boru çapı büyük ve pahalı malzemeden olan hatların boylarının, fitting kullanımının asgaride tutulması,

gibi faktörler göz önünde tutulur.

Borulama tasarımı disiplinlerarası bir koordinasyon gerektirir. Borulama tasarımı;

- Ekipmanların emiş ve basma bağlantıları ile uyumlu olmalıdır.
- Ölçü ve kontrol cihazlarına ulaşılabilmelidir.
- Yeraltındaki drenaj, kablo, temel ve borulamalar dikkate alınmalıdır.
- Mevcut yapılar ve ekipmanlar ile çakışma olmamalıdır
- Emniyet, bakım ve montaj kolaylığı dikkate alınmalıdır.

4. BORU DESTEKLERİ

Borulama tasarımında önemli bir husus da, boruların desteklenmesi yani boruların açısal ve/veya doğrusal hareketlerinin engellenmesi ya da sınırlandırılmasıdır. Eğer mesnet noktaları arasındaki açıklık gereğinden uzun olur ise, boruda oluşacak aşırı sehimden dolayı hem müsaade edilen gerilme değerleri aşılabılır ve hem de akış gerektiği gibi gerçekleşmez.

Boru destekleri ya da mesnetleri hareketleri engelleme derecesine göre sınıflandırılabilir. Örneğin:

- Basit destek – yalnızca düşey yönde hareket engellendiğinde
- Kılavuz – yalnızca düşey ve yatay yönde hareket engellendiğinde
- Ankraj noktası – tüm hareketler ve dönüşler engellendiğinde

Bazı durumlarda boru soğuk halde iken mesnede oturur ancak sıcak halde, genleşmeden dolayı, mesnetten kalkar. Bu duruma çare olarak yaylı askılar kullanılabilir. Yaylı mesnetler iki türdür. Birincisi $F = k \cdot x$ prensibine göre çalışır yani desteğin kaldırdığı yük sabit değil, hareket ile orantılıdır.

Özellikle kuvvet santrallerinde, sıcaklık farkı çok olduğundan, genleşme ile boruların düşey yönde hareketi büyük olabilir. Bu durumlarda sabit yük taşıyan, kam mekanizmalı yaylı askılar kullanılır.

Depremlerde meydana gelebilecek boru salınımları da engellenmez ise kopmalara, çarpmalara neden olabilir ve bağlı olduğu ekipmanlara da zarar verebilir. Depremden doğan ani hareketleri durduracak hidrolik ya da mekanik “snubber”lar da özel boru destekleri arasında sayılabilir. Bunlar genleşmelerden doğan yavaş hareketlere herhangi bir direnç göstermeden izin verirler. Ancak deprem gibi ani ivmeli hareketlerde kilitlenirler.

5. BORULAMA GERİLİM ANALİZİNİ NİÇİN YAPARIZ?

Borulama gerilme analizi yapılmasının birçok nedenleri arasında başlıcalarını şöyle sıralayabiliriz:

- Boru ve fittinglerdeki gerilmelerin müsaade edilebilir seviyelerde tutulması,
- Ekipmanların borulanma ile bağlandığı emiş ve basma ağızlarındaki yüklerin müsaade edilir sınırlar içinde tutulması,
- Borulamanın basınçlı kaplar ile bağlantılarında, borulamadan gelen yüklerin basınçlı kap üzerindeki etkilerinin araştırılması ve gerilmelerinin müsaade edilebilir sınırlar içinde tutulması,
- Boru destekleri ve boru hareketlerini engelleyen elemanların seçilebilmesi ve bunların boyutlandırılabilmesi için üzerine gelen yüklerin hesaplanması,
- Borulamanın, genleşmeler ya da başka nedenlerle yapacağı yer değişimlerinin herhangi bir çarpışmaya neden olup, olmayacaklarının incelenmesi,
- Borulamadaki dinamik problemlerin çözümü; örnek olarak:
 - Mekanik titreşim
 - Akustik titreşim
 - Su darbesi
 - Rezonans
 - Geçici Akış Şartları
 - Eminiyet Vanalarının çalışma hali
- Borulama tasarımının optimize edilmesi.

6. ASME KODLARI

Dünyada genel eğilim boru gerilme analizlerinde ASME kod ve standartlarının kullanılmasıdır. Bu kodlar Alman ve Avrupa Kodları ile karşılaştırıldığında; daha kolay anlaşılır ve uygulanabilir olmaları, birbirleri ile tutarlı bir bütünlük sağlamaları ve sürekli güncel tutulmaları ile üstünlük sağlamışlardır. EN Standardları da, EN genel çerçevesine oturtulması koşulu ile, ASME kodlarının kullanılmasına izin vermektedir.

19. yüzyılda Amerika’da meydana gelen kazan patlamalarını takiben bu gibi tasarım-malzeme-imalat-montaj konularının belli kurallara bağlanması gündeme gelmiş ve uygulama konularına göre farklı ama aynı felsefede Kod ve Standartlar geliştirilmiştir. Borulama tasarımı ve gerilme analizleri için de bizim yaygın olarak kullandığımız iki kod vardır. Bunların her ikisi de ASME CODE FOR PRESSURE PIPING B31 grubu içinde yer alır: Kuvvet Santralleri (Nükleer hariç) tasarımında kullanılan Power Piping ASME B 31.1 ve Rafineri ve Kimya Sanyinde kullanılan Process Piping ASME B31.3

Biz bu sunumumuzda ASME B31.1’e atıfta bulunacağız.

7. İÇ BASINCA BAĞLI BORU ET KALINLIĞI HESABI

Bilindiği gibi bir silindirde aksel ve çevresel gerilmeler basit olarak şu şekilde hesap edilebilir:

$$\alpha_h = \frac{PD}{2t} \text{ (çevresel)} \quad \alpha_l = \frac{PD}{4t} \text{ (aksel)} \quad (1)$$

Et kalınlığı hesabında daha büyük olan çevresel gerilme esas alıp, α_h gerilmesini o malzeme için verilmiş müsaade edilebilir azami gerilme değeri olan S ’e eşitlersek, et kalınlığı formülü şu şekli alır:

$$t = \frac{PD}{2S} \quad (2)$$

Buna tekabül eden ve ASME B31.1 – 104.1 paragrafda verilen formül bazı düzeltme faktörleri ile aşağıdaki gibidir:

$$t_m = \frac{PD_0}{(SE+Py)} + A \quad (3)$$

Buradaki S değerleri, aynı Kodun Appendix A bölümünde listelenmiştir. Genelde AMSE Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D, Appendix 1'deki değerler ile aynıdır.

Avrupa Normlarından farklı olarak bu müsaade edilebilir gerilme değerleri, aşağıda sıralanmış kriterler ve emniyet katsayıları kullanılarak hesaplanan değerlerin asgarisidir:

- Çalışma sıcaklığındaki azami çekme gerilmesi değerinin $\frac{1}{4}$ 'ü,
- Oda sıcaklığındaki azami çekme gerilmesi değerinin $\frac{1}{4}$ 'ü,
- Çalışma sıcaklığındaki akma gerilmesi değerinin $\frac{5}{8}$ 'i (austenitic paslanmazlarda % 90),
- Oda sıcaklığındaki akma gerilmesi değerinin $\frac{5}{8}$ 'i (austenitic paslanmazlarda % 90),
- 0.01% / 1000 saat sünme (creep) hızında ortalama gerilme.

8. TASARIMIN DOĞRULANMASI

Borulama tasarımında iç basınca göre hesaplanan et kalınlığı esas alınır. Ancak borulama tasarımı sırasında bazı ön analizler ile kontroller yapılır. Bu ön kontrollardan amaç tasarımın yanlış bir yönde ilerlememesini garanti altına almaktır. Tasarımın sonunda ise bütün borulama sistemi ankraj noktaları arasında, termal genleşme, ağırlık, boru sistemi üzerindeki diğer yükler, sismik ve rüzgar yükleri dikkate alınarak analiz edilir. Bu analizler başlıca üç kriterle yapılır. Her üç gerilme grubu için de, hesap edilen gerilmelerin, Kodlarda belirlenmiş müsaade edilebilir değerlerin altında kalması gerekir. Bu üç gerilme analiz ve değerlendirme biçimleri aşağıda kavramsal olarak özetlenmiştir:

a) Borulama sisteminin kendi basıncı, ağırlığı ve maruz kaldığı yüklerin yarattığı gerilmeler -ASME B31.1 - 104.8.1

$$S_L = \frac{PD_0}{4 t_m} + \frac{0.75 i M_A}{Z} \leq 1.0 S_h \quad (4)$$

Burada S_L eksenel gerilmelerin toplamıdır. Birinci terim iç basınçtan doğan eksenel gerilme, ikinci terim ise ağırlık ve diğer yüklerden kesite gelen moment bileşkesinin (M_A) yaratacağı gerilmeyi verir. Buradaki “i” terimi gerilme yoğunluk katsayısıdır. Aynı Kodun Appendix D bölümünde tanımlanmıştır. Düz borudan farklı geometride olan borulama parçalarının (örneğin “T” parçaları) hesaplanan gerilmeleri bu “i”i katsayısı ile artırılır.

Formüldeki diğer terimlerden P, iç basınç, D_0 , dış çap, t_m , ortalama et kalınlığı, Z, atalet momenti (section modulus) S_h , operasyon sıcaklığındaki müsaade edilir gerilmedir.

b) Arıza Yükler’den – deprem, rüzgar gibi – dolayı ortaya çıkan gerilmeler - ASME B31.1 - 104.8.2

$$S_L = \frac{PD_0}{4 t_m} + \frac{0.75 i M_A}{Z} + \frac{0.75 i M_B}{Z} \leq k . S_h \quad (5)$$

$k = 1.15$ her seferinde 8 saatten fazla sürmüyorsa ve yıllık toplamı da 800 saati geçmiyorsa

$k = 1.2$ her seferinde 1 saatten fazla sürmüyorsa ve yıllık toplamı da 80 saati geçmiyorsa

M_B = ikinci terim

ise ağırlık ve diğer yüklerden kesite gelen moment bileşkesinin (M_A) yaratacağı gerilmeyi verir.

c) Termal genleşmeden doğan gerilmeler- ASME B31.1 - 104.8.3

$$S_E = \frac{iM_C}{Z} \leq S_A + f (S_h - S_L) \quad (6)$$

Burada;

$$S_A = f (1.25 S_c + 0.25 S_h) - \text{ASME B31.1 - 102.3.2} \quad (7)$$

M_C : Sıcaklık farklarından doğan genleşmeden doğan moment.

f : Müsaade edilebilir gerilmede yıllık genleşme miktarına (ısınma- soğuma çevrim sayısı) bağlı olarak yapılan azaltma.

S_A : Genleşme gerilmeleri için müsaade edilebilir gerilme.

S_c : Soğuk haldeki müsaade edilir gerilme.

Burada dikkat edilmesi gereken nokta; termal genleşmelerden kaynaklanan gerilmelerde (S_E), müsaade edilen gerilmelerin büyüklüğüdür. S_A terimi ve burada zaman darlığından detayına giremeyeceğimiz “shakedown concept”ine dayalı olarak plastik şekil değiştirmeye izin verildiğinden dolayı ortaya çıkmış, buna ikinci terim olarak eksenel gerilmeden arta kalan kısım eklenmektedir.

Bu gerilme analizleri, gerek bizim bölümümüzde ve gerekse de uluslararası mühendislik şirketlerinde bu amaç için geliştirilmiş Caesar II, Triflex, Rohr2 gibi yazılımlar kullanılarak yapılmaktadır.

9. EKİPMANLARIN BORULANMAYA BAĞLANDIĞI EMİŞ VE BASMA AĞIZLARINDAKİ YÜKLER

Gerilme analizinin bir yan sonucun da borulamanın bağlandığı ekipmanların emiş ve basma ağızlarındaki yüklerin müsaade edilir sınırlar içinde tutulması olduğunu daha önce ifade etmiştik. Bu konuda aşağıdaki standartlarda gerekli kriterler belirlenmiştir.

- API 610 Centrifugal pumps for general refinery service
- API 617 Centrifugal compressor for general refinery service
- API 660 Shell & Tube heat exchangers for general refinery service
- API 661 Air-cooled heat exchangers for general refinery service
- NEMA SM23 For steam turbine

10. SONUÇ

Bu geniş konuyu bu kısa zaman içinde özetlemeye çalışırken, doğal olarak bazı noktaları ihmal etmek zorunda kaldım. Konu ile ilgili daha detaylı bilgi edinmek isteyenler olursa, yardımcı olmaktan mutlu olurum. Dikkatiniz için teşekkürler.

KAYNAKLAR:

[1] ASME PRESSURE PIPING CODE, POWER PIPING - ASME B31.1 – 2001, pp 16-30, pp 103-211, pp 227-23

SUMMARY

Piping Design and Stress Analysis

Plant design starts with a process flow diagram. Once mass and energy balance is established, equipments can be approximately sized. Based on these data process units and equipments within these process units can be located in a preliminary plot plan. Following this stage, PIDs and the Plot Plan which will be the basis of the detail design will be made ready.

Piping design starts at this stage which has to optimise

- *process requirements*
- *piping flexibility*
- *ease of operation and maintenance*
- *ease of erection*
- *economy – minimise use of fittings and length of large size and expensive piping*

Pipe support design and piping flexibility has to be considered during piping design. Piping flexibility (stress) analysis of some critical lines are done at the beginning of the piping design to avoid later correction and re-design work.

Pipe supports can be classified according to their degree of restraint. For example:

- simple support – restraint in vertical direction
- guide - restraint in vertical and horizontal directions
- anchor – restraint in all directions both linear and rotational

There are some special pipe supports which are worth mentioning such as variable and constant spring hangers which continue to carry the weight of the piping even if pipe moves upwards or downwards and snubbers which stops sudden movement of piping in case of an earthquake.

Pressure design of a piping system is based on hoop stress which determines the pipe wall thickness.

According to the ASME Codes, additional checks are also required. Stresses should be within allowable range under various load combinations, namely;

- for the sustained load case

the calculated longitudinal stress is composed of longitudinal component of internal pressure and longitudinal stresses resulting from its own weight and external forced applied. This should be less than the allowable stresses under hot operation temperature.

- for the occasional load case

the calculated longitudinal stress is composed of the same stress component mentioned above for the sustained load case. In addition the stresses resulting from bending moment that comes into the picture due to occasional conditions such as earthquake, wind, etc. This should be less than the allowable stresses under hot operation temperature multiplied by a factor greater than 1. Thus stresses resulting occasional loads have a higher allowable value than that for sustained.

- thermal expansion load case

the calculated stress for thermal expansion even a higher allowable value, since plastic deformation is allowed for this case.

All these cases have different acceptance criteria determined by the Codes. Another critical issue is the forces and moments imposed by the attached piping at the equipment nozzles i.e. inlet and outlet connections to attached piping. These should also be within allowable ranges determined by the individual design standard of these equipments.

Stress analysis serves the following purposes:

- to keep stresses in the pipes and fittings within code allowables
- to keep nozzle loadings on the attached equipments within allowables
- to keep vessel stresses at piping connections within allowables
- to calculate design loads for sizing supports and restraints
- to determine piping displacements for interference checks
- to solve dynamic problems such as vibration, etc.
- to optimise piping design

We, at Cintaspipe, have an engineering group capable of carrying out piping design, stress analysis and procurement of valves and instrumentation for our international customers. As a pipe stress analysis tool, we use internationally acknowledged softwares.