



TÜRK POMPA VE VANA SANAYİCİLERİ DERNEĞİ

"Amacımız: Türk Pompa ve Vana Sanayiine hizmet eden, bunların konstrüksiyonu veya imalatında çalışan gerçek şahısları ve iş adamlarını bir araya getirerek, sektörün her alanındaki sorunlarına ortak çözümler aramak, bu yolda dayanışmayı sağlamak, Türk Pompa ve Vana Sanayinin gelişmesi, üretimde kalite ve verimliliğin artması, sektörün dış pazarlardaki rekabet ortamına uyum sağlaması için ortak girişimlerde bulunmak, sektörde çalışanlar arasında iletişimi ve bilgi akımını artırmak, teknik yeniliklerden üyelerini haberdar etmek, araştırma ve geliştirmeyi teşvik ederek Türk Pompa ve Vana Sanayinin kalkınmasına hizmet etmek, Türk Pompa ve Vana Sanayini temsil etmek, ulusal ve uluslararası merciler önünde imkanlarını ve sorunlarını dile getirmek, amaçlarına paralel aktivitelere yönelik üst organizasyonlarda yer almak, diğer sektörleri temsil eden dernek ve benzeri kuruluşlarla dayanışma halinde Türk Sanayinin ilerlemesinde pay sahibi olmaktır.

ÜYE FİRMALAR

- ▶ ALARKO CARRIER SAN. VE TİC. A.Ş.
- ▶ ASTEKNIK MAKİNA SAN. VE TİC. A.Ş.
- ▶ AŞMAN VANA – İZMİR ZİRAİ SULAMA DÖKÜM LTD. ŞTİ.
- ▶ BATUSAN MAK. SAN. VE TİC. A.Ş.
- ▶ EAGLEBURGMAN ENDÜSTRİYEL SIZDIRMAZLIK SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ DİKKAYA SU KONTROL SİSTEMLERİ SAN. TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ DOĞUŞ VANA VE DÖKÜM SANAYİ LTD. ŞTİ.
- ▶ DOMAK POMPA VE MAKİNA SANAYİ A.Ş.
- ▶ DUYAR VANA-MAKİNA SAN. VE TİC. A.Ş.
- ▶ ERTEKİN MOTOR VE POMPA SANAYİ A.Ş.
- ▶ FAF VANA SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ FERKAN YEDEK PARÇA VE MAKİNA SAN. TİC. A.Ş.
- ▶ FIRAT DALGIÇ POMPA ELEKTRİK SAN. TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ GEDİK DÖKÜM VE VANA SAN. VE TİC. A.Ş.
- ▶ GENEL MAKİNA SANAYİ LTD. ŞTİ.
- ▶ GÖKSAN POMPA SAN. VE TİC. A.Ş.
- ▶ GÜCÜM POMPA MAKİNA SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ HACI AYVAZ ENDÜSTRİYEL MAMULLER SAN. VE TİC. A.Ş.
- ▶ HAZAR MAKİNA SANAYİ VE TİCARET LTD. ŞTİ.
- ▶ İMPO MOTOR POMPA SAN. VE TİC. A.Ş.
- ▶ KING POMPA VE MAKİNA SAN. TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ KURLAR DALGIÇ POMPA SAN. TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ LAYNE BOWLER POMPA SANAYİ A.Ş.
- ▶ MAS – DAF MAKİNA SANAYİ A.Ş.
- ▶ MUTLUSU POMPALARI (Mutlu Torna Pompa Elektrik Mal. Tic.)
- ▶ ÖZ-KAN MAKİNA ELEMANLARI SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ PETROLAND POMPA SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ SMS SAMSUN MAKİNA SANAYİ A.Ş.
- ▶ SMS SANAYİ MALZEMELERİ ÜRETİM VE SATIŞI LTD. ŞTİ (TORK)
- ▶ STANDART POMPA ve MAKİNA SAN. TİC. A.Ş.
- ▶ STAR POMPA SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ SUMAK DALGIÇ POMPA MAKİNA SAN. VE TİC. LTD. ŞTİ.
- ▶ TEMPO POMPA VANA SAN. VE TİC. LTD.ŞTİ.
- ▶ ÜKE MAKİNA LTD. ŞTİ.
- ▶ ÜSTÜNEL SU POMPALARI İMALAT VE SANAYİİ
- ▶ VALFTEK VALF TEKNİK TESİSAT ELEMANLARI SAN. TİC. A.Ş.
- ▶ VANSAN MAKİNA SANAYİİ A.Ş.
- ▶ VASTAŞ VALF ARMATÜR SAN. TİC. A.Ş.
- ▶ YILDIZ POMPA VE MAKİNA SAN. TİC. LTD. ŞTİ.

Dernek Merkezi: İstanbul Karayolu 16. Km, No: 153
Etimesgut - ANKARA
Tel: 0312 255 10 73 - Faks: 0312 255 10 74
pomsad@pomsad.org.tr
www.pomsad.org.tr



POMSAD, Avrupa Pompa İmalatçıları ve Avrupa Vana Sanayicileri Dernekleri üyesidir.

Kongre Sekreteryası
SEKTÖREL
FUARCIKLIK
Balmumcu, Barbaros Bulvarı,
Bahar Sokak, No: 2/13
Beşiktaş İstanbul/TURKIYE
Tel: +90 (212) 288 00 46
Faks: +90 (212) 274 92 73
info@sektorelfuarcilik.com.tr



7. POMPA - VANA KONGRESİ BİLDİRİLER KİTABI

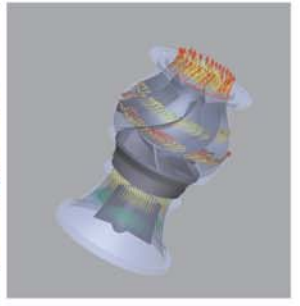


7. POMPA - VANA KONGRESİ İSTANBUL FUAR MERKEZİ 28 – 29 – 30 Nisan 2011

BİLDİRİLER KİTABI PROCEEDINGS BOOK

Ana Sponsorlar





Taste
the
Engineering

MÜHENDİSLİĞİN
tadına varın



Layne Bowler

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

İstanbul Karayolu 16. Km. P.K.3, 06930 Etimesgut, Ankara, Türkiye

Tel: (+90 312) 255 96 51 Fax: (+90 312) 255 96 50

layne@laynebowler.com.tr www.laynebowler.com.tr





POMSAD

7. POMPA - VANA KONGRESİ

İSTANBUL FUAR MERKEZİ

28 - 29 - 30 Nisan 2011

BİLDİRİLER KİTABI PROCEEDINGS BOOK

Düzenleyici Kuruluşlar



POMSAD
Türk Pompa ve Vana
Sanayicileri Derneği



İTÜ
Makina Fakültesi



ODTÜ
Makina Mühendisliği
Bölümü



Teknik Yayıncılık
Tanıtım A.Ş.

© Bu kitapta yayınlanan yazı ve grafiklerin her hakkı mahfuzdur. Sektörel Fuarcılık Ltd. Şti'nin yazılı izni alınmadan, kaynak gösterilerek de olsa iktibas edilemez. Bildirilerin bütün sorumluluğu yazarlarına, ilanların sorumluluğu ilan sahiplerine aittir.

© All rights reserved. No parts of this publication may be reproduced in any form or by any means, whether as a source without the consent of the Sektörel Fuarcılık Ltd. Şti. The responsibility of all presentations and ads belong to their authours and owners.

Sektörel Fuarcılık Ltd. Şti.

Balmumcu Bahar Sok. No: 2/13

Beşiktaş/İstanbul

Tel : (0212) 288 00 46

Faks : (0212) 211 38 50

web sitesi : www.sektorelfuarcilik.com

Baskı ve Cilt

Şan Ofset

Ayazağa

Tel: 0212 289 24 24

Alarko Dalgıç Pompalar ile... SU YOLUNU BULDU!

Tam 35 yıldır su yolunu, üstün teknoloji ve üstün servis kalitesinin ürünü Alarko Dalgıç Pompalar ile buluyor. Çünkü Türkiye'ye gerçek konforu getiren Alarko, suyun değerini herkesten daha iyi biliyor.



- Üstün teknoloji, yüksek kalite ve sertifikasyon (ISO 9001:2000, OHSAS 18001, ISO 14000, SA 8000 ve TÜRKAK)
- Türk Teknoloji Vakfı ödüllü ECO motorlarla %84'e varan verim ve daha düşük enerji tüketimi
- Yurt çapında yaygın TSE belgeli servis ağı ile kesintisiz hizmet
- 0.37 - 132KW arasında 29 modelde 900 tip pompa
- TÜRKAK belgeli dalgıç pompa performans test laboratuvarında denenmiş gerçek performans
- Doğru uygulama ile bakım gerektirmeyen uzun ömürlü kullanım
- Özel motor dolgu sıvısı ile donmaya karşı koruma (-10°C'e kadar standart)
- Endüstri, tarım, sanayi ve turizm gibi birçok alanda kullanım imkanı
- Kolay montaj ve demontaj özelliği
- Düşük yatırım maliyeti
- 2 yıl Alarko Carrier Garantisi



MÜŞTERİ DANIŞMA HATTI **444 0 128**

ALARKO



Daha ayrıntılı bilgi için:
www.alarko-carrier.com.tr

ALARKO CARRIER SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

İSTANBUL Gebze Organize Sanayi Bölgesi, Şahabettin Bilgisu Cad. 41480 Gebze - KOCAELİ
Tel: (0262) 648 60 00

ANKARA Sedat Simavi Sok. No: 48 06550 Çankaya - ANKARA
Tel: (0312) 409 52 00

İZMİR Şehit Fethiye Cad. No: 55 Kat: 13 35210 Pasaport - İZMİR
Tel: (0232) 483 25 60

ADANA Ziyapaşa Bulvarı Çelik Apt. No: 25 / 5-6 01130 - ADANA
Tel: (0322) 457 62 23

ANTALYA Mehmetcik Mah. Aspendos Bulvarı No: 79 / 5 - ANTALYA
Tel: (0242) 322 00 29



ALARKO DALGIÇ POMPA

GERÇEK POMPA, GERÇEK KONFOR

ÖNSÖZ

1976 yılında İ.T.Ü. Makine Fakültesi ve İstanbul Sanayi Odası'nın inisiyatifleri ile başlayan ve artık geleneksel hale gelmiş bulunan POMPA ve VANA KONGRELERİ serisinin bir yenisi olan "7. Pompa ve Vana Kongresi"ne hoş geldiniz.

1977 yılında POMSAD kurulduktan sonra, Kongreyi düzenleme öncülüğünü dernek üstlenmiştir. Bu Kongre, iki üniversitemizin ilgili fakültelerinin esas katkıları ve 10 kuruluşun maddi ve manevi desteği ile tertiplenmiş bulunmaktadır.

Bu seneki ana temamız "Temiz Çevreye Uygun Ekipman" olmakla birlikte, ilgi alanı içinde diğer konulara herhangi bir kısıtlama getirilmemiştir.

Üç günlük kongre programı, 30 bildiri ile birlikte, "Pompa ve Vana Sektörünün Sorunları, Çözüm Önerileri ve Geleceği" isimli özel sektör ve kamu yetkililerinin katılacağı bir paneli de içermektedir.

Bildiri sunmak, tartışmalara iştirak etmek, oturum yönetmek ve benzerleri şekilde Kongreye katkıda bulunan kıymetli katılımcılara şükranlarımızı sunarken, Kongre programının oluşturulması ve düzenlenmesinde verdiği emek ve desteklerden dolayı Prof.Dr. Erkan Ayder'e şükranlarımızı sunuyoruz.

Bu vesileyle, geçtiğimiz yıl aramızdan ayrılan, hayatının son gününe dek Türkiye'de sayısız başarılarla imza atarak ilk Kongreden bu yana çalışmalarımıza büyük emek veren derneğimiz kurucularından değerli hocamız Prof. Dr. Cahit Özgür'ü rahmetle anıyoruz.

Başarılı bir Kongre geçirilmesi dileklerimizle,

Bülent HACIRAIFOĞLU

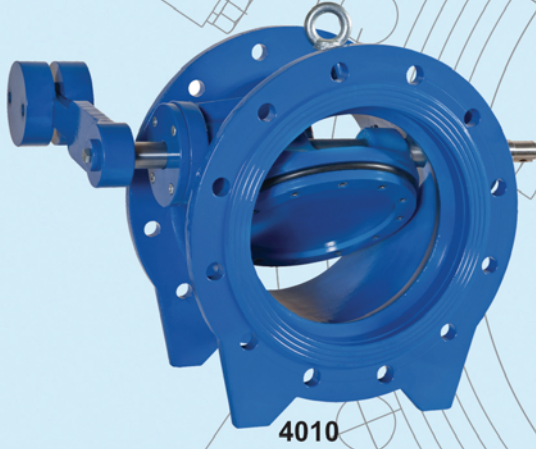
Türk Pompa ve Vana Sanayicileri Derneği Yönetim Kurulu Başkanı



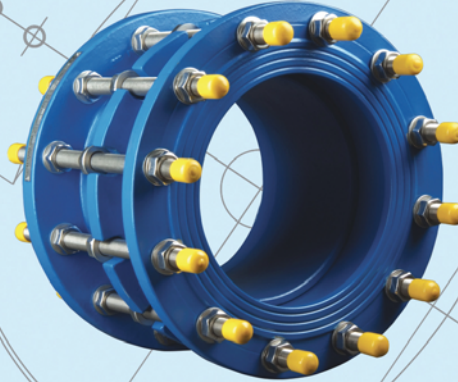
ASTEKNIK VANA



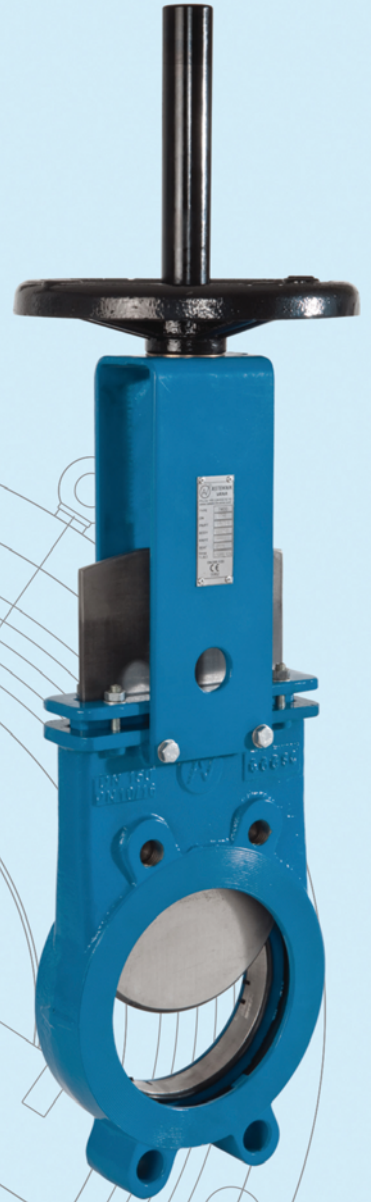
2010 G



4010



5010



7400



1120 HL



1140 G



1150 HL



1170 G



1240 HL

ASTEKNIK MAKİNE SANAYİ ve TİCARET A.Ş.

MERKEZ: İzmir Yolu, Nilüfer Ticaret Merkezi, 64.Sk.5 16149 Nilüfer/BURSA

Tel: 0.224. 443 33 88 (pbx) **Faks:** 0.224. 441 07 19 - 20

FABRİKA: Mustafakemalpaşa Organize Sanayi Bölgesi Mustafakemalpaşa/BURSA

Tel: 0.224. 632 62 60 (7 hat) **Faks:** 0.224. 632 62 67

e-mail: asteknik@asteknikvana.com www.asteknikvana.com



İÇİNDEKİLER

Pompaların Karbon Ayak İzi A. Özden ERTÖZ (Vansan Makina Sanayi A.Ş.)	18
Sulamada Pompaj Tesisleri ve İşletmeciliği Ahmet Fikret KASALAK (DSİ Genel Müdürlüğü İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı), Coşkun ÜÇER (DSİ Genel Müdürlüğü İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı), Tülay EDİSAN (DSİ Genel Müdürlüğü İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı).....	21
Santrifüj Su Pompası Fan Çapının Düşürülerek Enerji Tasarrufu Sağlanması Alaeddin HOCAOĞULLARI (İSDEMİR A.Ş.), Taner BİRİNCİ (İSDEMİR A.Ş.)	26
Eko-Tasarım Kavramının Sulama Hidrantlarına Uygulanması Arcan HACIRAIFOĞLU (Doğuş Vana Ltd. Şti.)	29
Sirkülasyon Pompalarında Hidrolik ve Elektriksel Tasarımın Entegrasyonu Cem AYBAR (Alarko Carrier San. ve Tic. A.Ş.)	37
Materials in Contact with Drinking Water Cristopher BOCHATON (PROFLUID).....	41
Sirkülasyon Pompasında Kullanılan Sabit Mıknatıslı Motor Sürücüsünün Bilgisayar Ortamında Fonksiyonel Modellenmesi Deniz GÖRÜŞ (Alarko - Carrier San. ve Tic. A.Ş.).....	47
Santrifüj Pompalarda Kavitasyon Problemi Ve Maksimum Emme Yükseliği MEY Hesabı E. Cezmi NURŞEN (Standart Pompa ve Mak. San. Tic. A.Ş.).....	51
Viskoz Sıvıların Santrifüj Pompalarla Basılması: ISO/TR 17766 Teknik Raporu Üzerine İnceleme Eren ÇAKIR (Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.), Metehan KARACA (Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.)	56
Çekvalf ve Vana Test Standı Düzeneği Eyüp AKDEMİR (Asteknik Vana – Elmak Mak. San. ve Tic. A.Ş.), Selçuk KOCAMAN (Asteknik Vana – Elmak Mak. San. ve Tic. A.Ş.).....	62
Vanalarda Kavitasyon ve Vana Tipine Göre Kavitasyon Önlemleri Faruk Tanıl TEKGÜL (Gedik Döküm ve Vana San. ve Tic. A.Ş.).....	64
İstanbul'da Evsel Atıksu Arıtma Tesislerinde Kullanılan Pompalar ve İşletme Sorunları Ahmet DEMİR (İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi), Gıyasettin GÜNEŞ (İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi), Osman YILDIZ (İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi), Hayriye Ebru ABAMOR (İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi).....	68
Yangın Pompalarının Kabul Testi, Performans ve Bakımı H. Yücel DAĞADA (VİZYON Danışmanlık)	73



SU YÖNETİMİNDE PROFESYONEL ÇÖZÜMLER



DOĞUŞ VANA LTD. ŞTİ.
Ad. MOSB, OSB 410 CADDESİ NO: 28 45030 MANİSA / TÜRKİYE
Tel. 00 90 236 213 11 25 Fax. 00 90 236 213 11 35
Mrkz. 1202/1 SOKAK NO:54-F YENİŞEHİR -İZMİR / TÜRKİYE
Tel. 00 90 232 433 23 56 Fax. 00 90 232 458 08 96
E-mail : infodogus@dogusvana.com.tr Web site : www.dogusvana.com.tr

Pompalarda Malzeme Kaynaklı Hasarlar ve Malzeme Seçimi Hamdi Nadir TURAL (Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.)	77
SHF Santrifüj Pompalar İçin Yatışkın (Steady-State) Akış Kovuklanma (Cavitation) Modeli Monier A. ELFARRA (ODTÜ Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü), Prof. Dr. İ. Sinan AKMANDOR (ODTÜ Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü ve Pars Makina Ltd.), Cezmi NURŞEN (Standart Pompa ve Makina Sanayi Tic. AŞ)	82
Mekanik Tesisatlarda Armatür Seçiminin Enerji Verimliliği Üzerine Etkileri İbrahim AKDEMİR (Asteknik A.Ş.)	86
Hava Vanalarının Seçimi, Ebatlandırılması ve Yerleştirilmesi Köksal Buğra ÇELİK (DSİ XIII. Bölge Müdürlüğü)	88
PAH Bileşiklerinin Etkileri ve Vanalarda PAH İçermeyen Lastik Kullanımının Önemi Leman SEMERCİ (Ferkan A.Ş.)	93
Açısal Hareketli Klapeye Sahip Çek Valflerde Akış Şartlarına Göre Kayıpların Belirlenmesi M. Tunç GÜNEŞ (ÖZ-KAN Makina Elemanları San. ve Tic. Ltd. Şti.), Özgür MERT (ÖZ-KAN Makina Elemanları San. ve Tic. Ltd. Şti.), Dr. Şevket Cihangir ÖZCANLI (İYTE Makina Mühendisliği Bölümü)	97
Termik Santral Ventilleri ve Problemleri Mehmet ÜZER (Gedik Döküm Ve Vana San. Tic. A.Ş.)	101
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Metodları ile Pompa-Türbin Tasarımı Mehmet YILDIZ (Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü), Dr. Kubilay ÇELEBİOĞLU (Su-Ener Mühendislik Hizmetleri Ltd. Şti.), Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK (Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü)	104
İTÜ Pompa ve Model Su Türbini Test ve Ar-Ge Laboratuvarı (POTAM) Prof. Dr. Mete ŞEN (İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Çalışma Grubu)	108
Sirkülasyon Pompalarının Termal Modellenmesi Nihan UÇAR (Alarko-Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş.)	112
Rulmanlı Rotor Yapısının Dinamik Modelinin Kurulması ve Analizi Onur ÇAKMAK (Koç Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü), Kenan Yüce ŞANLITÜRK (İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi)	116
Eksenel Pompalarda Performansın İç Akış Çözümleri İle Geliştirilmesi Özgür CAMBAZ (Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.), Onur KONURALP (Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.), Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK (ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü)	120
HVAC Tesisatlarında Balans Vanası Kullanımı Süleyman TOKAY (Duyar Vana Mak. San. ve Tic. A.Ş.)	125
Boru Hatlarında Kullanılan Vantuzların Seçimi, Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Analizi Tuğcan ÖZCAN (TEMPO Pompa – Vana Sanayii), Dr. Ertuğrul BAŞEŞME (Punto Mühendislik)	130
Santrifüj Pompalarda Modern Yataklama Teknikleri Vedat TEMİZ (İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü), Zeynep PARLAR (İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü)	135



SEP®

Pompa Sistemleri / Pump Systems



Gökşan Pompa Sanayi ve Ticaret Anonim Şirketi
Goksan Pump Industry INC.

Fabrika / Factory:
10014 Sk. No.7 A.O.S.B Çiğli - İzmir / TÜRKİYE

Telefon / Phone : +90 (232) 376 74 28
Faks / Fax : +90 (232) 376 80 54

info@goksan.com.tr
www.goksan.com.tr

7. Pompa Vana Kongresi Programı

28 Nisan 2011 Perşembe

09:30-10:00	KAYIT
10:00-11:30	AÇILIŞ OTURUMU Bülent HACIRAİFOĞLU (POMSAD Yönetim Kurulu Başkanı) Kutlu KARAVELİOĞLU (Orta Anadolu Makine ve Aksamaları İhracatçıları Birliği Yön. Krl. Bşk. Yrd.) Nihat ERGÜN (Sanayi ve Ticaret Bakanı)-tb Zafer Çağlayan (Devlet Bakanı)-tb Taner YILDIZ (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanı)-tb
11:30-12:00	Çay/Kahve Arası
12:00-12:30	Merhum Hocalarımız Sayın Prof. Dr. Cahit ÖGÜR ve Sayın Prof. Dr. Cahit ERALP 'i Anma Oturumu
12:30-14:00	Öğle Yemeği Arası
14:00-15:30	1. OTURUM Başkan: Prof. Dr. Erkan AYDER (İTÜ) Özden ERTÖZ - Vansan Pompaların Karbon Ayak İzi
14:30-15:00	Mehmet YILDIZ (ODTÜ), Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK (ODTÜ) Kutay ÇELEBİOĞLU (Su-Ener Müh.) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Metodları İle Pompa-Türbin Tasarımı
15:00-15:30	Prof. Dr. Mete ŞEN (İTÜ) Model Türbin Ve Pompa Performansı Ölçme Deney Düzeneğinin (POTAM) Tanıtılması
15:30-16:00	Çay/Kahve Arası
16:00-17:30	2. OTURUM Başkan:Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU (İTÜ) Leman SEMERCİ (Ferkan Vana) PAH Bileşiklerinin Etkileri Ve Vanalarda PAH İçermeyen Lastik Kullanımının Önemi
16:30-17:00	Pascal VINZIO (KSB) Kelebek Vanalar ve Kaplamaları
17:00-17:30	Christophe BOCHATON (Profluid) İçme Suyu İle Temas Eden Maddeler-AB Direktifleri

Türkiye'nin ilk ve tek UL / FM sertifikalı yangın pompası üreticisi!



7. Pompa Vana Kongresi Programı

29 Nisan 2011 Cuma

09:30-11:00	3.OTURUM Başkan: Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK (ODTÜ)
09:30-10:00	Vedat TEMİZ (İTÜ), Zeynep PARLAR (İTÜ) Pompalarda Kullanılan Yataklama Teknolojileri Ve Geleceği
10:00-10:30	Kenan Yüce ŞANLITÜRK (İTÜ), Onur ÇAKMAK (İTÜ) Rulmanlı Bir Rotor Sisteminin Modellenmesi Ve Modelin DeneySEL Veriler İle Doğrulanması
10:30-11:00	Hamdi Nadir TURAL (Standart Pompa) Pompalarda Malzeme Kaynaklı Hasarlar Ve Malzeme Seçimi
11:00-11:30	Çay/Kahve Arası
11:30-13:00	4.OTURUM Başkan:Yrd. Doç. Dr. Murat ÇAKAN (İTÜ)
11:30-12:00	Köksal Buğra ÇELİK (DSİ) Hava Vanalarının Seçimi Ebatlandırılması Ve Yerleştirilmesi
12:00-12:30	Mehmet ÜZER (Gedik Döküm) Termik Santral Ventilleri Ve Problemleri
12:30-13:00	Tuğcan ÖZCAN (TEMPO Pompa-Vana), Dr. Ertuğrul BAŞEŞME (Punto Müh.) Boru Hatlarında Kullanılan Vantuzların Seçimi, Bilgisayar Destekli Tasarımı Ve Analizi
13:00-14:00	Öğle Yemeği Arası
14:00-16:00	5.OTURUM Başkan: Bülent HACIRAIİFOĞLU (Doğuş Vana)
14:00-14:30	Özgür CANBAZ (Layne Bowler), Onur KONURALP (Layne Bowler), Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK (ODTÜ) Eksenel Pompalarda Performansın İç Akış Çözümleri İle geliştirilmesi
14:30-15:00	Cem AYBAR (Alarko) Sirkülasyon Pompalarında Hidrolik Ve Elektriksel Tasarımın Entegrasyonu
15:00-15:30	Nihan UÇAR (Alarko) Sirkülasyon Pompalarının Termal Modellenmesi
15:30-16:00	Deniz GÖRÜŞ (Alarko) Sirkülasyon Pompasında Kullanılan Sabit Mıknatıslı Motor Sürücüsünün Bilgisayar Ortamında Modellenmesi
16:00-16:30	Çay/Kahve Arası
16:30-18:00	PANEL Konu: Pompa ve Vana Sektörü, Sorunları-Çözüm Önerileri ve Geleceği Panel Başkanı:Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN (İTÜ) Bülent HACIRAIİFOĞLU (POMSAD-Doğuş Vana) Önder ŞAHİN (ALARKO) Şeref ÇELEBİ (Standart Pompa) İller Bankası Yetkili Akif KABADAYI (İSKİ) Prof. Dr.Mete ŞEN (İTÜ)

Sizi düşünür...

UL 448 belgeli Standart Pompa Yangın Pompaları, yangın güvenliğini sağlar ve işletme maliyetlerinizin düşürülmesine katkıda bulunur.



Standart Pompa Yangın Pompaları, bağımsız gözetim kuruluşu olan UL (Underwriters Laboratories) tarafından test edilerek , NFPA 20 standartlarına uygun bulunmuş ve onaylanmıştır.

Standart
POMPA ve MAKİNA SANAYİ TİC. A.Ş.



Dudullu Org. San. Böl. 2.Cadde No:9 34775 Esenkent - Ümraniye
İstanbul / Türkiye T: +90 216 466 89 00 F: +90 216 415 88 60
www.standartpompa.com

7. Pompa Vana Kongresi Programı

30 Nisan 2011 Cumartesi

09:30-11:30	6.OTURUM Başkan: Özden ERTÖZ (Van San)
09:30-10:00	İbrahim AKDEMİR (As Teknik) Mekanik Tesisatlarda Armatür Seçiminin Enerji Verimliliği Üzerine Etkileri
10:00-10:30	Faruk Tanıl TEKGÜL (Gedik Döküm) Ventillerde Kaviteasyon Ve Ventil Tipine Göre Kaviteasyon Önleyici Tedbirler
10:30-11:00	Cezmi NURŞEN (Standart Pompa) Santrifüj Pompalarda Kaviteasyon Problemi Ve Maksimum Emme Yüksekliği Hesabı
11:00-11:30	Sinan AKMANDOR (ODTÜ), Monier A. ELFARRA (ODTÜ), Cezmi NURŞEN (ODTÜ) SHF Santrifüj Pompalar için Yatışkın (Steady-State) Akış Kaviteasyon Modeli
11:30-12:00	Çay/Kahve Arası
12:00-13:00	7.OTURUM Başkan: Kutlu KARAVELİOĞLU (Layne Bowler)
12:00-12:30	Alaeddin HOCAOĞULLARI (İsdemir), Taner BİRİNCİ (İsdemir) Santrifüj Su Pompası Çapının Düşürülerek Enerji Tasarrufu Sağlanması
12:30-13:00	Eren ÇAKIR (Standart Pompa), Metehan KARACA (Standart Pompa) Viskoz Sıvıların Santrifüj Pompalarla Basılması; ISO 17766 Teknik Raporu Üzerine İnceleme
13:00-14:00	Öğle Yemeği Arası
14:00-16:00	8.OTURUM Başkan:Prof. Dr. Nuri MERZİ (ODTÜ)
14:00-14:30	Ahmet Fikret KASALAK (DSİ), Coşkun ÜÇER (DSİ), Tülay EDİSAN (DSİ) Sulamada Pompaj Tesisleri Ve İşletmeciliği
14:30-15:00	Arcan HACIRAIFOĞLU (Doğuş Vana) Eko Tasarım Kavramının Sulama Hidrantlarına Uygulanması
15:00-15:30	Gıyasettin GÜNEŞ (İSKİ) İstanbul'da Evsel Atık Su Arıtma Tesislerinde Kullanılan Pompalar ve İşletme Sorunları
15:30-16:00	H. Yücel DAĞADA (Vizyon Danışmanlık) Yangın Pompalarının Kabul Testi, Performans Ve Bakımı
16:00-16:30	Çay/Kahve Arası
16:30-18:00	9.OTURUM Başkan: Prof. Dr. Mete ŞEN (İTÜ)
16:30-17:00	Eyüp AKDEMİR (As Teknik) Çekvalf Ve Vana Test Standı Düzenekli
17:00-17:30	Tunç GÜNEŞ (Özkan Makina), Özgür MERT (Özkan Makine), Dr. Şevket CİHANGİR (İYTE) Açısız Hareketli Klapeye Sahip Çekvalflerde Akış Şartlarına Göre Kayıpların Belirlenmesi
17:30-18:00	Süleyman TOKAY HVAC Tesisatlarında Balans Vanası Kullanımı



ELEKTRİK
AKTÜATÖRLÜ
KELEBEK VANA

TEMPO
POMPA • VANA SANAYİİ

www.tempopompa.com



PNÖMATİK
AKTÜATÖRLÜ
KELEBEK VANA



HİDROLİK
ÇEK
KELEBEK VANA



MANÜEL
KELEBEK VANA



METAL
YATAKLI
SÜRGÜLÜ VANA



ELASTOMER
YATAKLI
SÜRGÜLÜ VANA



ÇALPARA
ÇEKVALF



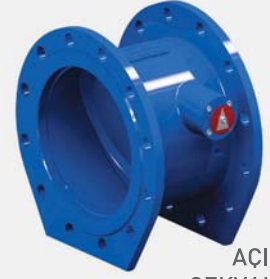
TİLTİNG
ÇEKVALF



NOZÜL
ÇEKVALF



TOPLU
ÇEKVALF



AÇILI
ÇEKVALF



DEMONTAJ
PARÇASI



DİP
KLAPESİ



ÇİFT KÜRELİ
KİNETİK VANTUZ



DARBESİZ
ANTİ ŞOK VANTUZ

1.Organize Sanayi Bölgesi
Altınordu Caddesi No: 6
06935 Sincan - Ankara
tel: 0.312.267 06 90
faks: 0.312.267 06 91
info@tempopompa.com

Türkiye'nin "İlki"
27 yıldır
birinci

cemaktyd.com



JEOTERMAL POMPA SİSTEMLERİ

 **vansan**
WATER TECHNOLOGIES

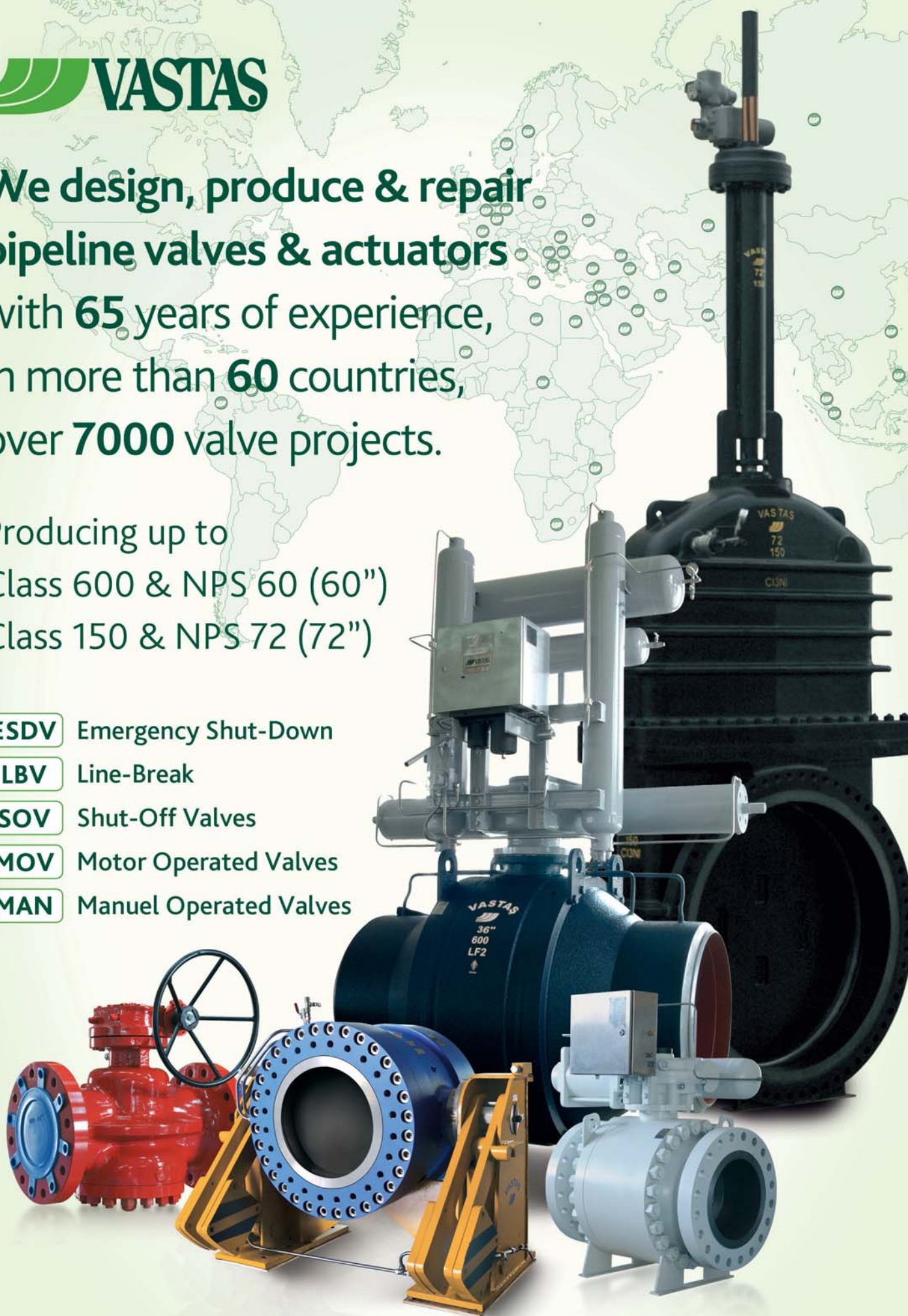
www.vansan.com.tr



We design, produce & repair
pipeline valves & actuators
with **65** years of experience,
in more than **60** countries,
over **7000** valve projects.

Producing up to
Class 600 & NPS 60 (60")
Class 150 & NPS 72 (72")

- ESDV** Emergency Shut-Down
- LBV** Line-Break
- SOV** Shut-Off Valves
- MOV** Motor Operated Valves
- MAN** Manuel Operated Valves



6D-0449
600-0043



0036



ISO 9001
032841



ISO 14001
031931



ISO 18001
030063



C-TR.AB.28.B.00292



Valve Production & Services
<http://www.vastas.com>

POMPALARIN KARBON AYAK İZİ

A. Özden ERTÖZ

Vansan Makina Sanayi A.Ş.

ÖZET

Belirli bir aktivite veya kurumun ürettiği sera gazı salınımlarının miktarlarını bildirerek organizasyonların ve/veya bireylerin iklim değişimlerine etkilerini değerlendirmelerine olanak veren metoda “karbon ayak izi” denir. Emisyonları azaltmak için önce onları anlamak ve nereden geldiklerini bilmek gerekir. Ürün karbon ayak izi terimi, tüm yaşam döngüsü içinde bir ürünün oluşturulması için salınan sera gazı miktarlarını ifade eder. Burada hammadde, üretim, dağıtım, tüketim, atık yönetimi ve geri kazanım kapsanmalıdır.

Tüm tedarik zinciri boyunca karbon ayak izini hesaplamak, sera gazı salınımlarını azaltır, maliyet düşürücü fırsatların tanımlanmasını sağlar.

Tedarikçi seçerken, malzeme ve ürün tasarımlarında, üretim süreçlerinde emisyon etkilerinin de karar mekanizmasına dahil olması sağlanır, çevre ve sosyal sorumluluk konularında liderlikler daha çok tanıtılabilir. Karbon ayak izi ve yeşil ürün talep eden tüketicilerin talepleri karşılanır.

1. GİRİŞ

Dünyada nüfus artışı ve refah seviyesinin yükselişi ile enerji tüketimi büyük ölçüde artmış ve artmaya devam etmektedir. Kömür, doğalgaz ve fueloil gibi fosil yakıtlar, yüksek basınç altında oluşmuş ve karbon içeriği bakımından çok zengin organik maddelerdir. Bu yakıtların yakılması sonucunda açığa çıkan CO₂ gazı, atmosfere aşırı derecede karıştığı için dünyamızın ısı dengesi etkilenmektedir.

Normalde karbon döngüsünün bir parçası olan bu olay, fosil yakıtların kullanımının artması ile atmosferdeki CO₂ miktarının normalden yüksek seviyelere çıkmasına neden olur. Havanın başlıca iki bileşeni olan oksijen ve azot gazları, güneşin gözle görülebilen dalga boylu ışınlarının bir kısmını yansıtır ve morötesi ışınların bir kısmını da absorblar (soğurur). Dünya yüzeyine ulaşabilen güneş ışınları, yeryüzü tarafından soğurularak ısıya dönüştürülür. Bu ısı, yeryüzündeki atomların titreşimine ve kızılötesi ısıma yapmalarına neden olur. Bu kızılötesi ısımlar, oksijen veya azot gazı tarafından soğurulmaz. Ancak havada bulunan CO₂ ve CFC (kloroflorokarbon) gazları, kızılötesi ısımların bir kısmını soğurarak, atmosferden dışarı çıkmalarını engeller. Bu soğurma olayı, atmosferin ısınmasına yol açar. Bunun sonucunda dünya,

güneşin altına park edilmiş bir arabanın içi gibi ısınır. İşte bu etkiye, “sera etkisi” adı verilir. Sera etkisi dünya yüzeyinin ortalama sıcaklığını değiştireceği için, uzun vadede iklimlerde değişiklikler, buzulların erimesi, mevsimlerin kayması ve tarım alanlarının verimsizleşmesi gibi çok ciddi sorunlara neden olabilir. Uzun dönemde, yeryüzünün, güneşten aldığı enerji kadar enerjiyi uzaya vermesi gerekir.

2. SERA ETKİSİ NEDİR

Güneş enerjisi yeryüzüne kısa dalga boyu radyasyon olarak ulaşır. Gelen radyasyonun bir bölümü, dünyaya ulaşmadan yeryüzünün yüzeyi ve atmosfer tarafından geri yansıtılır. Ama bunun büyük bölümü, atmosferden geçerek yeryüzünü ısıtır. Yeryüzü bu enerjiden, uzun dalga boyu, kızılötesi radyasyonla kurtulur. Gezegenimizin yüzeyi tarafından uzaya salınan kızılötesi radyasyonun büyük bölümü atmosferdeki su buharı, karbondioksit ve doğal olarak oluşan diğer “sera gazları” tarafından emilir. Bu gazlar enerjinin, yeryüzünden geldiği gibi doğrudan uzaya geçmesini engeller. Birbirleriyle etkileşimli birçok süreç (radyasyon, hava akımları, buharlaşma, bulut oluşumu ve yağmur) enerjiyi atmosferin daha üst tabakalarına taşır ve enerji oradan uzaya aktarılır. Bu daha yavaş ve dolaylı süreç bizim için bir şanstır; çünkü yeryüzünün yüzeyi enerjiyi uzaya hiç engelsiz gönderebilseydi, o zaman yeryüzü soğuk ve yaşamsız bir yer, Mars gibi çıplak ve ıssız bir gezegen olurdu. Atmosferdeki gazların gelen güneş ışınımına karşı geçirgen, buna karşılık geri salınan uzun dalgalı yer ışınımına karşı çok daha az geçirgen olması nedeniyle Yerkürenin beklenenden daha fazla ısınmasını sağlayan ve ısı dengesini düzenleyen bu doğal süreç sera etkisi olarak adlandırılmaktadır.

Eğer hiçbir şey yapmazsak ne olur? Artan küresel sıcaklıklar deniz seviyesinin yükselmesine yol açacak, yerel iklim koşullarını değiştirecek, ormanları, tarım ürünlerini ve su kaynaklarını etkileyecektir. İnsan sağlığı, hayvanlar ve birçok ekosistemin de etkilenmesi mümkündür. Çölleşme artabilir ve içinde yaşadığımız çevre tamamen değişebilir.

3. ŞİMDİKİ DURUM

- Deniz sıcaklıkları son 40 yıl içinde ortalama 0.5° C (0.9 derece F) artmıştır.
[Tim Barnett, Scripps Institution of Oceanography in La Jolla, California]

- 1965 ile 1995 yılları arasında kuzey kutbunda 20,000 kilometrekare buz erimiştir.
[Ruth Curry, Woods Hole Oceanographic Institution in Connecticut]
- Tüm dünyadaki dalga ölçümleri, son 100 yıl içinde ortalama küresel deniz seviyesinin 10 ile 25 cm arasında (ortalama 18 cm) yükseldiğini göstermektedir.
[Warrickvd, 1996]
- Küresel yüzey sıcaklıkları son 100 yıl içinde yaklaşık 0.7°C artmıştır.
[Met Office]
- Son 12 yılın 11'i, küresel sıcaklıklar açısından rekor değerlerin görüldüğü yıllar arasında üst sıralarda yer almaktadır (1850'den bu yana).
[IPCC, 2007]
- 1975 yılından bu yana yıllık ortalama sıcaklık artışı yaklaşık 0.5°C'dir; bu da eşit uzunluktaki önceki dönemlerden daha hızlı bir artışı göstermektedir.
[NASA, 1999]
- Dünyanın birçok dağlık bölgesinde buzulların küçüldüğüne yönelik çok sayıda kanıt vardır. Sözgelimi 1850'den bu yana Avrupa Alplerinin buzulları, yüzölçümlerinin yaklaşık yüzde 30 ile 40'ını ve hacimlerinin yaklaşık yarısını kaybetmiştir.
[Haeberli ve Beniston, 1998]
- Kutup bölgesindeki yıllık ortalama sıcaklık son yüzyılda yaklaşık 1° C artmıştır ve bu artış küresel ortalama sıcaklık artışı hızının yaklaşık iki katıdır.
[IPCC, 1998]

Şubat 2007'de milletlerarası İklim Değişikliği Paneli (IPCC) iklim değişikliği konusundaki son değerlendirme raporunu yayınlamıştır. Bu rapora göre küresel ısınma "her yerde görülmektedir." IPCC, küresel ısınmanın insan faaliyetlerinden kaynaklanma olasılığının çok yüksek olduğunu (% 90'dan fazla) belirterek çok ciddi uyarılarda bulunmuştur.

İnsanların çeşitli faaliyetlerinin küresel ısınmaya katkısı şöyledir:

- Enerji kullanımı % 49
- Endüstrileşme % 24
- Ormansızlaşma % 14
- Tarım % 13'tür.

4. KURTULMA YOLLARI

Dünyanın geleceğini etkileyecek bu olayın kontrol edilebilmesi için kampanyalar yürütülmekte, standartlar hazırlanmaktadır. Kişisel, kurumsal, ulusal bazda yürütülen kampanyalarla üretilen sera gazlarının azaltılmasına temel olmak üzere kişisel, kurumsal ve ülkesel bazda sera gazı hesaplamaları için kurallar konulmuştur.

Kişisel olarak sera gazı hesaplamaları için internette pek çok hesap programı mevcuttur. Kurumların sera gazlarına katkılarının hesaplanması için Uluslararası Standartlar Organizasyonu tarafından ISO 14064:2006 standartları çıkarılmıştır. Kuruluşların şimdilik gönüllü olarak sera gazı azaltımını amaçlayan bu standartların tarafsız duran bir politikası vardır.

ISO 14064:2006, bir kuruluşun sera gazı emisyonları envanterlerinin çıkarılması ve uzaklaştırılma yöntemlerinin raporlanması, iyileştirme projeleri ve sera gazı bildirimlerinin doğrulanması ve

geçerli kılınması için rehber olarak kullanılmak üzere önerilen bir standartlar serisidir. Sera gazları ile ilgili hizmet standardıdır. Standardın hazırlanma çalışmalarına 2002 yılında başlanmıştır.

- Temel amaç, iklim değişikliğine yönelik artan kamuoyu ilgisine karşı iş dünyasında aksiyon almayı sağlayacak uluslararası bir standart eksikliğini tamamlamaktır.
- Sera gazlarını ölçme raporlama ve doğrulama amaçları güden bir standart hazırlamaktır.
- Teknik olarak sıkı ama politik olarak tarafsız bir standardın yaratılmasıdır.

45 ülkeden 175 uzman dört yıl süren çalışmalar sonunda 2006 yılı Mart ayında hazırlanmış, ANSI tarafından da 2006 Ağustos ayında kabul edilmiştir. ANAB (ANSI National Accreditation Board) tarafından akredite edilmiş olup Türk standardı olarak da üç ayrı kapsamda yayınlanmıştır.

- TS ISO 14064-1 Sera Gazı Emisyonlarının ve uzaklaştırmalarının kuruluş seviyesinde hesaplanmasına ve rapor edilmesine dair kılavuz ve özellikler.
- TS ISO 14064-2 Sera Gazı Emisyon azaltmalarının veya uzaklaştırma, iyileştirmelerinin proje seviyesinde hesaplanmasına, izlenmesine dair kılavuz ve özellikler.
- TS ISO14064-3 Sera Gazı beyanlarının doğrulanmasına ve onaylanmasına dair kılavuz ve özellikler.

ISO 14064-1 Sera Gazı emisyonlarının ölçülmesi ve raporlanması için ilkeleri ve gereklilikleri belirleyen bir standarttır. Bu gerekliliklerin içerisinde, bir organizasyonun sera gazı envanterinin çıkarılması, tasarımı, yönetimi, raporlaması ve doğrulanması bulunmaktadır. İlkeleri, prosedürleri ve gereklilikleri ile standart, sera gazı envanteri ve ilgili dokümanları, raporları, geliştirme yöntemlerinin oluşturulması için esasları belirtir.

Üretilen ürünün daha az malzeme ve enerji kullanılarak üretilmesi, performansının geliştirilerek daha az enerji tüketerek aynı işi yapması için yapılacak çalışmalar hem üreticiyi hem tüketiciyi hem de çevreyi koruyan sonuçlar meydana getirecektir. Bu da yalın üretim tekniklerinden biri değil midir?

5. SERA GAZI HESAP ÖRNEĞİ

Fransa'da ziyaret ettiğimiz bir pompa fabrikasının yaptırdığı sera gazı hesap analizi iki bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde, her bir tip pompanın üretimi için salınan kg. CO₂ eşdeğeri, ikinci bölümde ise öngörülen standart kullanımla pompanın ömrü boyunca salınacak sera gazı CO₂ eşdeğeri bulunmaktadır.

Alt bölümde fabrikanın tükettiği enerji, varsa yan sanayiden temin edilen malzeme için tüketilen enerji, nakliye, personel taşımaları, ambalaj malzemeleri, ambalajların yok edilmesi, pompanın ömür sonu salınacak sera gazları da hesaplandıktan sonra pompanın ömür boyu tüketeceği enerjinin etkisi de eklenmiştir. (Tablo 1)

Ülkemizde böyle bir analiz yapmak istersek önce 1 kWh enerji üretilirken salınan sera gazının miktarı bilinmelidir. Örneğimizde, Fransa'da enerji nükleer santrallerde üretildiği için 0,011 kg/kwh gibi çok düşük bir emisyon ortaya çıkmaktadır. Halbuki doğalgaz santrallerinde bu rakam 0,78 kg/kwh civarındadır. Benzer olarak

Tablo 1. Pompa Üreten Bir Kuruluşun Üretilen Her Tip Pompa İçin Sera Gazı Hesap Örneği			
Pompa Tipi	Pompa A	Pompa B	Pompa C
1 Pompa için (kg CO ₂ eşdeğeri)			
Bir pompa için üretimde harcanan toplam enerjinin CO ₂ eşdeğeri	311	622	1393
Bir pompa için üretimde ve kullanımda harcanan toplam enerjinin CO ₂ eşdeğeri	3257	43752	132076
Toplam üretim için CO ₂ (eşdeğer ton)			
İç üretimde kullanılan enerji (iç enerji)	1327	1477	714
Yan sanayide kullanılan enerji	0	0	0
İç işlemler	1	1	0
Yan sanayi işlemleri	0	0	0
Nakliye	206	485	460
Personel taşımaları	299	299	199
Dışardan gelen ambalaj malzemeleri	2646	6685	3105
Üretim ve ambalajın ömür sonu	97	577	258
Atıkların ömür sonu	69	88	39
Amortismanlar	878	879	439
Toplam (yalnız iç üretim için)	5522	10491	5215
Kullanım	51797	727328	489275
Ömür sonu	144	189	67
TOPLAM (Kullanım+üretim)	57463	738006	494557
Üretilen pompa sayısı	16328	15609	3465
Firmanın ricası ile hesaplara bir katsayı uygulanmıştır. Fakat oranlar muhafaza edilmiştir.			

Tablo 2.			Kg Karbon eşdeğeri
Fransa'da nükleer ile üretilen 1 kWh enerji			0,011
ABD doğal gaz ile üretilen 1 kWh enerji			0,78
1 ton LPG yakıtı			(864)? - 3666
1 ton yükün 1 km taşınması	Kara yolu	0,0268	
	Hava yolu	0,9	
	Deniz yolu	0,0019	

taşıma şekli, mesafesi, yapılacak kabullerle ortalama değer olarak konulmalıdır. Ayrıca kullanım yerine göre pompalar için ortalama bir kullanım süresi belirlenip hesap ona göre yapılmalıdır.

6. CO₂ HESABI

Yakılan her 12 kg karbon, yanma sonunda 44 kg CO₂ oluşturmaktadır. Diğer bir deyişle, 1 kg karbon yakıldığında 3,66 kg CO₂ oluşur. Bu da yaktığımız her kg karbon için havadan 2,66 kg oksijen eksiltiyoruz demektir. Sera etkisi yapan gazların en az etki yapanı CO₂'dir. Karbondioksitin sera etkisi 1 kabul edilirse diğer gazların etkileri çok daha fazladır. TS ISO 14064-1/ Haziran 2007 standardında sera etkisi yapan gazların adları ve etkileri Tablo 3'ta görüldüğü gibi sıralanmıştır.

7. SONUÇ

Hepimizin ürettiğimiz ürünleri daha az malzeme kullanarak, daha az enerji tüketecek şekilde üretmemiz hem kendi geleceğimiz hem

Tablo 3. Sera Gazlarının Küresel Isınmaya Etki Potansiyelleri		
ICS 13 020 40	TÜRK STANDARDI	TS ISO 14064-1/Haziran 2007
Ek C (Bilgi için)		
Sera gazlarının küresel ısınmaya etki potansiyelleri		
Çizelge C.1'de, Hükümetler Arası İklim Değişikliği Paneli'nin (IPCCC) ulusal sera gazı envanterleri için 1996 rapor etme kılavuzunda yayınlanan yüz yıllık bir ufuk için farklı küresel ısınmaya etki potansiyelleri verilmiştir.		
Çizelge C.1 – Sera gazlarının küresel ısınmaya etki potansiyelleri		
Gaz	Kimyasal formülü	Küresel ısınmaya etki potansiyeli (Kaynak [6])
Karbon dioksit	CO ₂	1
Metan	CH ₄	21
Azot oksit	N ₂ O	310
Hidroflorokarbonlar (HFC)		
HFC-23	CHF ₃	11700
HFC-32	CH ₂ F ₂	650
HFC-41	CHF ₃	150
HFC-43-10mee	C ₂ H ₂ F ₆	1300
HFC-125	C ₂ H ₅ F ₃	2800
HFC-134	C ₂ H ₂ F ₄ (CHF ₂ CHF ₃)	1300
HFC-134a	C ₂ H ₂ F ₄ (CHF ₂ CF ₃)	1300
HFC-143	C ₂ H ₃ F ₃ (CHF ₂ CH ₂ F)	300
HFC-143a	C ₂ H ₃ F ₃ (CF ₃ CH ₂ F)	300
HFC-152a	C ₂ H ₄ F ₂ (CH ₂ CHF ₂)	140
HFC-227ea	C ₃ H ₂ F ₆	2900
HFC-227fa	C ₃ H ₂ F ₆	6300
HFC-245ca	C ₂ H ₃ F ₅	560
Hidroflorokarbonlar (HFE)		
HFE-7100	C ₂ F ₅ OCH ₃	500
HFE-7200	C ₂ F ₅ O(C ₂ H ₅) ₂	100
Perflorokarbonlar (PFC)		
Perflorometan (tetraflorometan)	CF ₄	6500
Perfloroketan (heksafloroketan)	C ₂ F ₆	9200
Perfloropropan	C ₃ F ₈	7000
Perflorobutan	C ₄ F ₁₀	7000
Perflorokiklopentan	C ₅ F ₁₂	8700
Perfloropentan	C ₅ F ₁₂	7500
Perflorheksan	C ₆ F ₁₄	7400
Kükürt heksaflorür	SF ₆	23900

de dünyamızın geleceği için iyi olacaktır. Bu geliştirmelerin devlet tarafından da yapılması teşvik edilmelidir.

SUMMARY

ISO 14064 greenhouse gas emission standards explained and a sample of carbon foot print of a pump manufacturing calculation is presented. Importance of reduction of greenhouse gasses is explained.

SULAMADA POMPAJ TESİSLERİ VE İŞLETMECİLİĞİ

Ahmet Fikret KASALAK

DSİ Genel Müdürlüğü
İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı

Coşkun ÜÇER

DSİ Genel Müdürlüğü
İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı

Tülay EDİSAN

DSİ Genel Müdürlüğü
İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı

ÖZET

DSİ sulama projelerinde pompaaj tesisleri, sulama ve drenaj pompa istasyonları olarak inşa edilmekte ve işletmeye açılmaktadır. Sulama amaçlı pompa istasyonları ise yeraltı suyu sulama pompa istasyonları (YAS pompa istasyonları) ve yer üstü suyu pompa istasyonları (YÜS pompa istasyonları) olarak tesis edilmektedir.

Tarımın ülke ekonomisindeki yerinin önemli olduğu ülkemizde, su ve toprak kaynaklarının geliştirilmesi için sulama tesislerinin ekonomik olarak işletilmesi ve sürekliliğinin sağlanması büyük önem arz etmektedir. Bu maksatla sulama pompaaj tesislerinin verimli bir şekilde işletilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, ülkemizde sulama yatırımlarından sorumlu ana yatırımcı kuruluş olan DSİ Genel Müdürlüğü'nün inşa ederek işletmeye aldığı sulama pompaaj tesislerinin yönetimi ve uygulamaları hakkında bilgiler verilecektir. Bu maksatla pompaaj tesislerinin yapısal ve işlevsel özellikleri tanımlanmış, DSİ pompa istasyonlarının işletilmesinde karşılaşılan sorunlar irdelenmiş ve sorunların giderilmesine yönelik çözüm önerileri ortaya konmaya çalışılmıştır.

1. GİRİŞ

Su, tüm canlıların yaşam kaynağıdır. Giderek artan dünya nüfusu, taleplerin karşılanamaz hale gelmesine ve suyun stratejik bir önem kazanmasına neden olmuştur. Dünya nüfusunun artışı beslenme ihtiyacının da artmasına yol açmış, tarımsal ürünlerin üretimi ve üretimi sırasında bitkilerin ihtiyaç duyduğu suyun zamanında ve gerektiği oranda bitkiye ulaştırılmasının önemi de giderek artmaktadır. Suyun kaynağından alınıp iletilmesi için günümüze kadar çeşitli sistemler geliştirilmiştir.

DSİ tarımsal sulama projelerinde suyun tarım arazilerine iletiminde iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlar, su kotunun sulanacak araziden yüksek olduğu yerlerde suyun potansiyel enerjisinden faydalanarak iletilmesi, diğeri ise suyun daha üst kotlara terfi edildiği pompaajlı yöntemdir. Suyun pompalar yardımı ile tarım arazisine terfi edildiği bu sulama şekline ise pompaaj sulaması denir. Ayrıca pompaaj tesisleri, sulamadan dönen suların tarım alanlarından uzaklaştırılması ve yeraltı sularının çıkarılması maksadıyla da tesis edilmektedir.

2009 yılı itibarıyla DSİ tarafından tesis edilip, işletmeye açılan 437 adet sulama pompa istasyonu ve 76 adet drenaj pompa istasyonu olmak üzere toplam 513 adet pompaaj tesisi bulunmaktadır. DSİ'ce

inşa edilerek işletmeye açılan bu pompa istasyonlarından 443 adedi faydalananların kurdukları sulayıcı örgütlere devredilmiş 70 adedi ise hala DSİ yönetiminde bulunmaktadır. Drenaj pompa istasyonlarının ise 29 adedi devredilmiştir.

2. POMPAJ TESİSLERİ

2.1. Pompaaj Tesislerinin Yapısal ve İşlevsel Özellikleri

2.1.1. Pompaaj Tesislerinin Amacı ve Önemi

Suyun kaynağından alınarak sulanacak bölgeye iletilmesinde suya kinetik enerji kazandırılması için kullanılan aletlerin hepsine birden pompaaj tesisi denmektedir. Pompaaj tesisinin genel hedefi; sulama suyunu zamanında, yeterli miktarda, en az enerji tüketimi ve en az işletme gideri ile iletmektir. Pompaaj tesisleri, yüksek kotlardaki sulanamayan tarım arazilerinin sulanmasını olanaklı kılmakta ve tarımsal üretimde artış sağlamaktadır.

Sulama pompa istasyonlarının ekonomik ve verimliliklerinin sürdürülebilir olması için planlama ve tasarımı 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.

Pompaaj 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.
- Pompaaj tesisinin korunması ve sedimantasyon,
- Otomatik kontrol olanakları,
- Tesisin işletme ve bakım masrafları.

2.1.2. Pompaaj 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. Yer üstü suyu pompa istasyonları,
- II. Drenaj pompa istasyonları,
- III. Yeraltı suyu 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.

II. Drenaj pompa istasyonları

Bu tip pompa istasyonları; suyun çıkış alamadığı veya mansaplanamadığı alanlarda, göl veya nehirden sızan veya sulamadan dönen suların meydana getirdiği taban suyunun drenaj kanalları ile toplanarak araziden uzaklaştırılması ve bu arazilerin ekime elverişli hale getirilmesi için inşa edilmektedirler.

III. Yeraltı suyu pompa istasyonları

Yerüstü suyundan sulanma imkanı olmayan tarım arazilerinin yeraltı suyundan yararlanarak sulanması amacıyla tesis edilmektedir.

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 (baraj, göl, gölet) 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 binası

C. Diğer tesisler

Kanal, kanalet, borular, priz, orifisler vb.

3. POMPAJ TESİSLERİNDE İŞLETMECİLİK VE İŞLETMECİLİKTE 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. Devredilen pompaj tesislerinden beklenen verimin alındığı söylenemez. Devirle birlikte birçok sorun ortaya çıkmış bulunmaktadır.

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 yeraltı suyu 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 kullanılmış ve kullanılmaktadır:

- I. Yatay ve düşey milli santrifüj pompalar
- II. Kızaklı dalgıç pompalar
- III. Tüplü dalgıç pompalar
- IV. Derin kuyu pompaları

2009 yılı sonu itibarıyla DSİ tarafından tesis edilip, işletmeye açılan 437 adet sulama pompa istasyonu ve 76 adet drenaj pompa istasyonu olmak üzere toplam 513 pompaj tesisi bulunmaktadır. Bunların dağılımı **Tablo 1**’de verilmiştir.

	Devir	DSİ		Toplam
YÜS	370	YÜS	23	393
YAS	44	YAS	0	44
DRNJ	29	DRNJ	47	76
TOP	443	TOP	70	513

Yerüstü ve yeraltı pompa istasyonları ile 2009 yılında toplam 1 735 hm³ su pompalanmış ve yaklaşık 250.000 MWh elektrik enerjisi tüketilmiştir. Bunun parasal değeri 55.500.000 TL’dir. Öte yandan drenaj pompaları ile yaklaşık 450 hm³ su pompalanmış ve yaklaşık 12.000 MWh elektrik enerjisi tüketilmiştir. Bunun parasal değeri ise 4.125.000 TL’dir.

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 m³) su için yapılır.

Bunlar:

- a) Sabit giderler
- b) İşletme giderleri

Sabit giderler, pompaj tesisi için yatırım karakterli tüm bedelleri kapsamaktadır.

İşletme giderleri ise, değişken giderler olup, tesisin çalışma süresine bağlı olarak yapılan işletme bakım giderlerini kapsamakta ve şu kalemlerden oluşmaktadır.

- i. Personel gideri
- ii. Bakım-onarım giderleri (malzeme, yedek parça ve yağ).
- iii. Enerji giderleri (pompanın tükettiği elektrik ve aydınlatma)
- iv. Diğer giderler (vasıta, kırtasiye, ısınma vb.)

DSİ pompa istasyonlarının hemen hepsinde her bir ünitesinde gücü ve kapasitesi aynı olan pompalar tesis edilmiştir ve bunlar yine

aynı kapasitede pompalarla yedeklenmiştir. Bu nedenle, günlük sulama planlamasına her zaman uygun olarak su verilmesinde zorluklar yaşanmaktadır. Buna rağmen su talebinin belirlenip sulamaya verilecek su miktarının tam olarak tespit edilerek pompaların kapasitesine ulaştığında pompaların çalıştırılması sağlanmalıdır. İhtiyaç duyulan su miktarından fazla kapasitedeki pompaların çalıştırılarak pompalanan suyun tahliyelere gitmesi kesinlikle önlenmelidir. Kısacası pompalar gereksiz çalıştırılarak enerji masraflarının artmasına engel olunmalıdır.

2009 yılı sonu itibarıyla pompa istasyonlarının işletim ve bakımı için yapılan toplam masrafların dağılımı **Tablo 2'**de verilmiştir.

Tablo 2. DSİ Tarafından İnşa Edilip İşletmeye Açılan Pompa Tesislerinin Gider Yüzdeleri (2009)			
Pompayla terfi edilen suyun masraf yüzdeleri (%)			
	YÜS	YAS	DRENAJ
Personel masrafı	10,5	11,3	14
Bakım masrafı	7,0	9,8	6,5
Enerji masrafı	77,8	73,7	76
Diğer Masraflar	4,6	5,1	3,5

Pompa tesislerinin amacına uygun olarak sağlıklı bir şekilde uzun yıllar işletilebilmesi; gerekli eğitimi almış ve görev bilinci oluşmuş uygun personelle mümkündür. Tesisler işletme ve bakım talimatlarına uygun olarak çalıştırılmalıdır. İşletme ve bakım giderleri önemli bir yer tutmaktadır. Artan enerji ve personel giderleri, bu tesislerin daha ekonomik ve verimli çalışmasını zorunlu kılmaktadır. Pompaların işletmeye alınmadan 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.
- İşletme anında yapılacak işlemler,
- Pompa istasyonunun durdurulması sırasında yapılacak işlemler.

Tipik bir sulama pompa tesisi çalıştırılırken şu faktörler göz önünde bulundurulmalıdır:

- a) Sulama programında pompa kapasiteleri esas alınmalı,
- b) Tahliye hattına minimum su gidecek şekilde planlama yapılmalı,
- c) 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),
- d) Emme havuzu temiz olmalı,
- e) Yaklaşım kanalı temiz olmalı,
- f) Havuz kapakları çalışır durumda olmalı,
- g) Pompa ve diğer teçhizatlar daima işletmeye hazır ve bakımlı tutulmalı,
- h) Terfi hattında patlak v.b.problemler olmamalıdır.

3.3. Pompa 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 teçhizat 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 pompa tesisinde ortaya çıkabilecek olası arızalar aşağıda verilmiştir:

I. Elektrik teçhizat arızaları

II. Mekanik teçhizat ve pompa arızaları

a) Pompa üzerinde meydana gelebilecek arızalar

- Yatak arızaları
- Fan veya çark arızaları
- Sızdırmazlık halkaları arızaları
- Salmastra kutuları ve salmastra burcu arızaları

b) 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 kullanılabilecek şekilde hazır bulundurulması işletmenin aksamaması bakımından önem taşımaktadır. Yedek parça tespitinde bütün malzemeler değil, en çok ve çabuk bozulan, çabuk yıpranan parçalar önceden belirlenerek el altında bulundurulmalıdır. Bu hususlara ek olarak, sağlıklı bir işletme organizasyonunun sağlanabilmesi bakımından nitelikli personel çalıştırılması önem kazanmaktadır. 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.

4. POMPAJ TESİSLERİNDE OTOMASYON OLANAKLARI

Tarım alanlarının verimli ve ekonomik olarak sulanması için modern sulama sistemleri ve sulama yöntemleri kullanılmalıdır. Tarımsal üretimde çiftçi üzerindeki en büyük baskı unsuru maliyetlerdir. Bu maliyetler sulamada zaman, işgücü ve kullanılan su miktarı ve pompa sulamalarda işletme giderleri içerisinde en büyük paya sahip olan pompaların kullandığı enerjidir. Tarımsal sulamadan beklenen yararların elde edilebilmesi için, koşullara en uygun sulama yönteminin seçilmesi ile sulama sisteminin kurulması ve gelişen teknik ve teknolojilere bağlı olarak da otomasyon teknikleriyle desteklenmesi gerekmektedir.

Sulama otomasyon teknikleri, yüzey sulama sistemlerinde kısıtlı kullanılabilen ise 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 yapılarını açıp-kapamak gibi uygulamalar otomasyona bağlanabilmektedir. 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 bütünsel otomatik kontrollü sulama uygulamalarının kullanılmasıyla, bitki, toprak, su ve çevresel faktörler arasında kararlı bir denge, sağlanabilmektedir. 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.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Ülkemizde tarım arazilerinin 12,5 milyon hektarı sulanabilir özelliktedir. Ancak yapılan etütlere göre mevcut su potansiyeli ile teknik ve ekonomik olarak sulanabilecek arazi miktarı 8,5 milyon hektar olarak belirlenmiştir. 2009 yılı sonu itibarıyla 5,4 milyon hektar (4,8 milyon ha net) arazi sulamaya açılmış olup 3.113.466 ha (2.690.035 ha net) DSİ Genel Müdürlüğü tarafından işletmeye alınmıştır. Teknik ve ekonomik olarak toplam sulanabilecek alanın % 63'ü sulamaya açılmış olup geri kalan sulanabilir arazilerin sulanması maksadıyla projeler devam edilmektedir. DSİ, tarım sektörüne yatırım yapmakta ve bu sayede sulama hizmetlerinin gelişimini sağlayarak tarımsal üretime yön vermektedir.

Pompaj sulama tesisleri cazibe sulama yatırımlarına oranla daha maliyetli ve işletme bakım giderleri ile de çiftçiye ek yük getirmektedir. Sulama pompaj tesislerinin maksadı sulama suyunun, zamanında, yeterli miktarda, en az enerji tüketimi ve en az işletme gideri ile sulanacak araziye iletmek olmalıdır. Pompaj tesislerinin en önemli gideri enerji bedelleridir. Pompaların verimindeki küçük bir iyileştirme ile pompaj tesislerinin işletme maliyetlerinin azaltılmasında çok büyük bir katkı sağlayacaktır. Pompa seçiminde ömür boyu maliyet (yatırım, montaj ve işletmeye alma, enerji, işletme, bakım ve onarım, arıza süresindeki ürün kaybı) dikkate alınmalıdır.

5.1 Pompaj Sulamalarda Karşılaşılan Sorunlar ve Çözüm Önerileri

a) 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.

- b) DSİ'ce işletmeye açılan sulamaların % 87 gibi büyük bölümü açık kanal sistemlerinden oluşmaktadır. Geriye kalan % 13'lük kısım da borulu sulama sistemlerinden oluşmaktadır. Sulama yöntemi olarak, % 83 yüzeysel yöntemler (salma) sulama, % 13'ü yağmurlama, % 4'ü 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.
- c) 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.
- d) Pompalar gereksiz yere çalıştırılmamalı ve şebekeye bitki su ihtiyacından fazla su verilmemelidir. Bu nedenle pompa operatörü ile işletme mühendisi koordineli çalışmalıdır.
- e) Pompaj istasyonlarının ucuz tarifiede çalıştırılması ve çiftçilerin gece sulaması yapmaya özendirilmesi gereklidir. Basınçlı sulama sistemleri gece sulamasında da avantajlı olmaktadır.
- f) 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.
- g) Pompa istasyonlarına suyun iletimini sağlayan tüm kanallar 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.
- h) 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.
- i) Pompaj tesisleri dış şartlara (sel, yağış, rüzgar, buzlanma, hava sıcaklığı) karşı korunma altına alınmalıdır.
- j) Pompa istasyonlarının denetimini, yönetimini, işletimini yapan elamanların görevlerini özenle yapmaları gerekmektedir. Özellikle de pompaj tesislerini işletenlerin kalifiye eleman olmasına özen gösterilmelidir.
- k) Sulama konusunda çalışan sulama birlikleri ve diğer kurum ve kuruluşlar, çiftçi ve pompa operatörlerinin eğitimine gereken önemi vermeli, çeşitli seminerlerle ve teknik yardımlarla desteklemelidir.

- l) 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.
- m) Pompaları 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 gerekli güvenlik tedbirleri alınmalıdır.
- n) 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.
- o) Pompaj tesislerinde çıkabilecek arızalara yetkisiz, bilgisiz kişilerin müdahale etmelerine izin verilmemelidir.
- p) Pompa istasyonlarında her teçhizat elamanı için bir sicil kartı tutulmalı ve her türlü işlemler 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.
- q) Pompaj tesislerinde en çok aşınan bozulan veya ihtiyaç duyulan malzemelerden yeterince stok bulundurulmalıdır.

KAYNAKLAR

- Anonim, DSİ dokümanları, 2009.
- Koçak M., "Elektriksel Yöntemlerle Algılanan Toprak Neminin Sulama Otomasyonunda Kullanılması", A.Ü. Ziraat fakültesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora tezi, Ankara, 2003.

SUMMARY

Pumping stations, based on their functions in DSİ 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.

It's very important that irrigation schemes be operated economically and permanently for the purpose of developing water and soil resources in our country where agriculture holds an important place in the economy. Thus; irrigation pumping sites must be operated efficiently. In this report some of knowledge will be given about management and execution of irrigation pumping sites constructed and started for operation by DSİ that has an important role in irrigation projects in Turkey. For this purpose there has been mentioned operational and structural

properties of pumping stations, issued some problems faced in the process of operating DSİ pumping stations and proposals for solving these problems.

There are two techniques DSİ uses in irrigation projects for delivering water to agricultural areas. One of these techniques is utilizing potential energy of water where water level is higher than agricultural area. The other one is pumping of water higher levels by using pumps. This one is pumping irrigation. Pumping stations have also been used for the drainage of excess water from agricultural lands and abstraction of groundwater.

As of beginning of 2008, total 490 pumping facilities are there established and started for operation by DSİ, of which 424 are irrigation pumping stations and 66 are drainage pumping stations. 426 of 490 stations have been transferred to Water User Organization (WUOs) settled by beneficiaries and the remaining 64 pumping stations are still under the control of DSİ management.

The most important expense of a pumping station is costs of energy. A little recovery at pumps efficiency makes large assistances in decreasing operational costs of a pumping station. Lifetime costs (investing, montage, start for operate, energy, management and maintenance, loss of work during failures) must be considered in the process of selecting a pump.

Key Words: Pumping stations, pumping management, operational problems.

SANTRİFÜJ SU POMPASI FAN ÇAPININ DÜŞÜRÜLEREK ENERJİ TASARRUFU SAĞLANMASI

Alaeddin HOCAOĞULLARI
İSDEMİR A.Ş.

Taner BİRİNCİ
İSDEMİR A.Ş.

ÖZET

İSDEMİR A.Ş. slab döküm makinaları kalıp soğutma suyu santrifüj pompalarının fan çapı, proje firması tarafından tesisin kuruluş aşamasında 562 mm olarak seçilmiştir. Fakat slab tesisinin devreye alınmasıyla, Slab WTP kalıp soğutma suyu pompalarından elde edilen basınç değerleri proses ihtiyacının üzerinde gerçekleşmiştir. Santrifüj pompaların sistem şartlarına uygun seçilmesi, proses güvenliği ve üretim sürekliliği açısından önemlidir. Slab WTP tesisinde proses ve dizayn şartları birbirine uyum göstermediğinden, sistemde bazı iyileştirmeler yapılarak istenen çalışma şartları sağlanmıştır.

1. GİRİŞ

İSDEMİR A.Ş. bünyesinde Slab I ve Slab II olarak iki adet slab döküm makinası mevcuttur ve her makinada iki kanal bulunmaktadır. Slab döküm makinalarının tam kapasite çalışması durumunda sistemin ihtiyacı olan 10,5 bar basınç ve 2220 m³/h debideki soğutma suyu, Slab WTP (Water Treatment Plant) tesisindeki üç adet çift emişli santrifüj kalıp soğutma suyu pompalarıyla sağlanmaktadır. İki pompa faal olarak çalışmakta ve bir pompa yedek olarak bulunmaktadır.

Pompalardan maksimum seviyede verim alınabilmesi için pompaların proses ihtiyaçlarına birebir uygun olması gerekir. Pompa devri sabit tutulup, pompa fan çapının tornalanmasıyla pompa performansı değiştirilebilir.

Pompa çapı tornalanarak, pompa dizaynı dahilinde çap düşürülebilir. Pompa fan çaplarının değişimiyle ilgili pompa karakteristik eğrilerinden faydalanılarak sistemde iyileştirmeler yapılabilir [1,2,3].

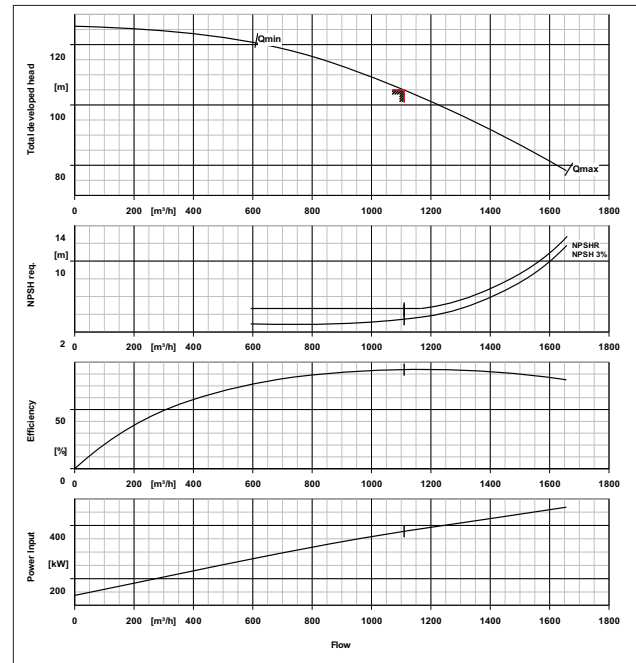
2. MEVCUT SOĞUTMA SİSTEMİ

2.1. Pompa Özellikleri

- Çift emişli, yatay, tek kademeli, santrifüj soğutma suyu pompası
- Akışkan, soğutma suyu
- Pompaların Etiket Değerleri: Debi 1110 m³/h, basma yüksekliği 10.5 bar

2.2. Pompanın Çalışma Değerleri

Mevcut 562 mm fan çapındaki santrifüj pompanın çalışma değerleri Slab Döküm makinaları soğutma suyu sisteminde yüksek basınca



Şekil 1. Pompa karakteristik eğrileri - Fan çapı 562 mm[4].

sebebi vermiştir. Sistemde meydana gelen basınç değişimleri Slab ürün kalitesini olumsuz yönde etkilemiştir.

- Akışkan: Soğutma Suyu, Hm: 105 mSS, Q: 1110 m³/h, Devir: 1485 rpm, Verim: % 83.7

$$\text{Güç} = P \text{ (kW)} = \frac{\rho \cdot Q \cdot H_m}{367 \cdot \eta} \quad Q : \text{m}^3/\text{h} \quad H_m : \text{m} \quad \rho : \text{kg/l} \quad [1,2,3]$$

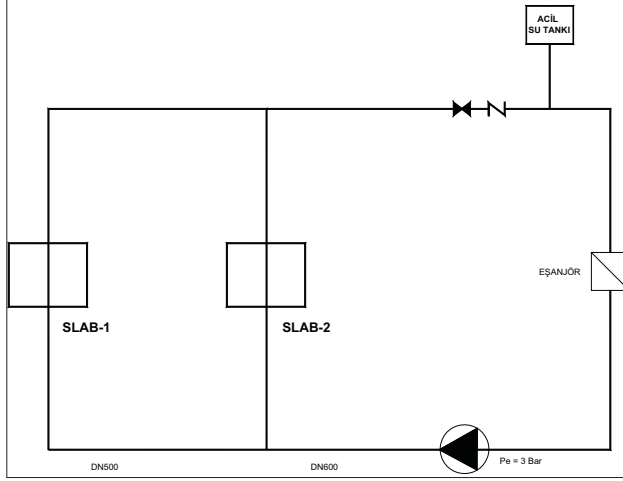
$$P = \frac{0,998 \times 1110 \times 105}{367 \times 0,837} = 378,66 \text{ kW} \quad H_m \approx 105 \text{ mSS (Şekil 1'den)}$$

$$P_{\text{motor}} = \alpha \cdot P = 1.1 \times 378,66 \text{ kW} \approx 416,5 \text{ kW}$$

2.3. Slab Döküm Makinaları Soğutma Sistemi

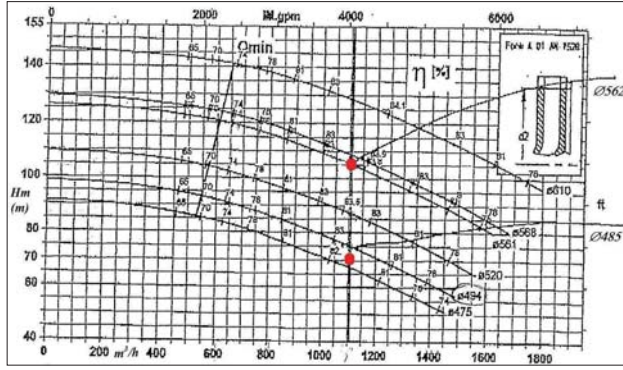
Sistem kurulduğundaki mevcut durumda pompanın fan çapı 562 mm'dir. Slab döküm makinaları Slab-1 ve Slab-2'nin soğutma suyunu sağlayan pompaların emişinde 3 bar pozitif basınç oluşmaktadır (Şekil 2).

Emişteki basınçla birlikte sistemde yüksek basınç sorunu meydana gelmiştir.

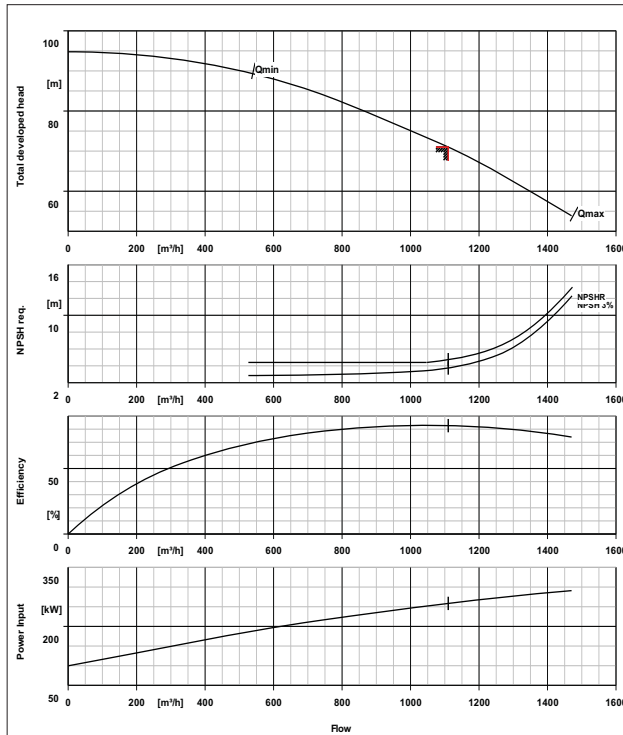


Şekil 2. Slab döküm makinaları soğutma çevrimi.

3. POMPA FAN ÇAPININ DÜŞÜRÜLMESİ



Şekil 3. Farklı fan çaplarındaki performans eğrileri[4].



Şekil 4. Pompa karakteristik eğrileri - Fan çapı 485 mm [4].

- Akışkan: Soğutma Suyu, Hm: 71 mSS, Q: 1110 m³/h, Devir: 1485 rpm, Verim: % 82.7

$$\text{Güç} = P \text{ (kW)} = \frac{\rho \cdot Q \cdot H_m}{367 \cdot \eta} \quad Q: \text{m}^3/\text{h} \quad H_m: \text{m} \quad \rho: \text{kg/l} \quad [1,2,3]$$

$$P = \frac{0,998 \times 1110 \times 71}{367 \times 0,827} = 259,14 \text{ kW} \quad H_m \approx 71 \text{ mSS (Şekil 4'ten)}$$

$$P_{\text{motor}} = \alpha \cdot P = 1.1 \times 259,14 \text{ kW} \approx 285 \text{ kW}$$

Slab ürün kalitesinin istenen seviyede tutulabilmesi, proses sürekliliği ve ekipmanların güvenliğinin sağlanabilmesi için santrifüj su pompalarının fan çapı kademeli olarak düşürülmüştür. İlk olarak 516 mm fan çapındaki çalışma şartları gözlenmiştir. Proses şartları değerlendirilerek son olarak 485 mm'lik fan çapında istenilen 10.5 bar basınç ve 1105 m³/h soğutma suyu debisi değerlerine ulaşılmıştır.

4. TEST ÇALIŞMALARI

Aşağıdaki **Tablo 1**'de slab döküm makinaları soğutma suyu pompalarının fan çapının düşürülmesine bağlı olarak proses şartlarındaki değişimler görülmektedir.

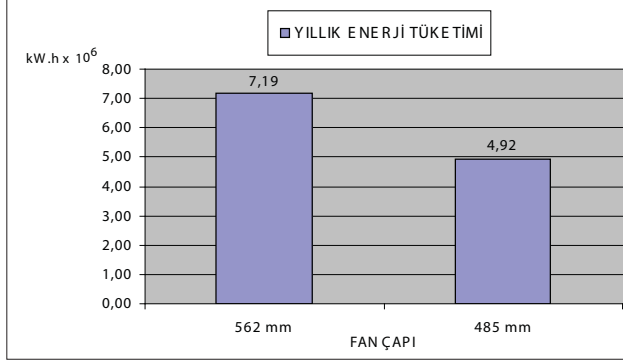
Soğutma Suyu Pompa No	Pompa Fan Çapı (mm)	Pompa Çıkış Basıncı (Bar)	Dönüş Basıncı (Bar)	Debi (m³/h)	Çekilen Akım (A)	Slab Makinaları Kanal Sayısı
113	561	14,7	4	1010	42	1
113		12,3	4	1500	52,1	2
111+113		13,8	4	2090	44	3
111+113		12,8	3,9	2580	48	4
112		15	4,1	585	34,9	1
112		14,5	4	1050	45	2
111+113		15,2	4	1632	39	3
111+113		13,9	3,9	2160	45	4
112	516	14,3	4,1	542	30,1	1
112		12,2	4,1	1072	37	2
111+112		13,1	4	1617	34	3
111+112		11,8	4	2152	38	4
113	485	11	4	1105	35	2
111+113		10,6	4	2150	35	4

5. POMPALARDA ENERJİ TASARRUFU

Yıllık Enerji_Fan çapı 562 mm = 2 (Pompa) x 24 (saat) x 360 (gün) x 416,5 (kW) = 7.197.120 kWh/Yıl

Yıllık Enerji_Fan çapı 485 mm = 2 (Pompa) x 24 (saat) x 360 (gün) x 285 (kW) = 4.924.800 kWh/Yıl

Yıllık Enerji Tasarrufu: 2.272.320 kW.h x (0.15 TL/kW.h) = **340.848 TL/Yıl**



Şekil 5. Yıllık enerji tüketimi.

6. SONUÇ

İSDEMİR A.Ş. slab döküm makinaları soğutma suyu pompalarının fanlarının çapları düşürülerek enerji tasarrufu sağlanmıştır. Slab ürün kalitesini olumsuz yönde etkileyen faktörler ortadan kaldırılmış ve yüksek basınçla çalışılması durumunda oluşacak pompa, vana, çek-valf, kompansatör vb. ekipman arızalarının önüne geçilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] McGraw-Hill's Engineering Companion, Ejup Ganic & Tyler Hicks, 2002
- [2] Pump Application Desk Book, Paul N. Garay, 1996
- [3] Pumps: Theory, Design And Applications, G. K. Sahu, 2007
- [4] KSB Pompa Armatür San. ve Tic. A.Ş.

SUMMARY

Iskenderun Iron & Steel Co. Slab casting machines are available in two pieces, Slab I and SlabII. Each machine has two channels. In the case of slab casting machines working at full capacity, cooling water need is 10.5 bar of pressure and 2220 m³/h of flow rate. Slab WTP (Water Treatment Plant) cooling water pumps are double-suction centrifugal split pumps. Each of the pump's flow rate is 1110 m³/h and discharge pressure of 10.5 bar. In the system, there are two actively running pumps and one pump is available as a backup.

Because of the high pressure problem for the system and pumps, we had unacceptable Slab quality and working conditions. Pump's impeller diameter has been reduced gradually for keeping the slab quality at a desired level and the process continuity, and also ensuring the safety of equipments of centrifugal water pumps. First, the working conditions were observed with the 562mm impeller diameter. By decreasing the impeller diameter, process conditions were evaluated and finally, the use of 485mm impeller, 11 Bar water pressure and 1105 m³/h of cooling water flow rate values were reached. In order to obtain the maximum level of efficiency for pumps, pump selection and the system requirements must match each others correctly. Pump with reduced impeller, diameter, 485mm, will result in energy saving and eliminating the high-pressure problems. Accordingly, the failures of the pumps, valves, check-valves, expansion joints, etc. will be prevented.

EKO-TASARIM KAVRAMININ SULAMA HİDRANTLARINA UYGULANMASI

Arcan HACIRAIFOĞLU
Doğuş Vana Ltd. Şti.

ÖZET

Eko-tasarım, bir ürünün tüm yaşam süresi boyunca sebep olduğu çevresel etkileri değerlendirerek yapılan ürün tasarım sürecidir. Burada yaşam süresi; ürünün tasarım, satın alma, üretim, kullanım ve devreden çıkartma adımlarını kapsamaktadır.

Eko-tasarım, ürünün yaşam süresindeki tüm adımlarda; kaynakların tüketimi, hava, su ve toprağa bırakılan emisyon miktarı, gürültü/titreşim vb. çevresel etkileri inceler ve karbon ayak izini ortaya çıkartır.

Bu tasarım yaklaşımı, artan çevre kirliliği ile başa çıkmada en etkili yöntemlerden birisi haline gelmektedir. Bu bildirimde, eko-tasarım kavramının vana ve pompa sektöründe kullanılmasına bir örnek olarak sulama hidrantı tasarımı verilecektir.

Sulama hidrantları, kapalı sistem tarımsal sulama sistemlerinde ülkemizde geniş bir kullanım alanına sahip bir vana çeşididir. Kapalı boru sisteminden tarlalara su dağıtımında; vana işlevi, basınç regülasyonu ve debi regülasyonu işlevlerini gören sulama hidrantları, tarımsal sulamada yağmurlama ve damlama sulamaya olanak tanır ve kapalı sistem boru hattının yerüstüne çıkartılarak tarlalara su temin edilmesini sağlar. Bu sayede de su tasarrufu sağlayarak çevreye olumlu etki yapar.

Ülkemizde oldukça yaygın şekilde kullanılmakta olan sulama hidrantları, özellikle DSİ ve İl Özel İdare tarımsal sulama projelerinde yer almaktadır.

Bu bağlamda, eko-tasarım kavramı ile sulama hidrantları yeniden tasarlanmış ve ürünün çevreye olan etkisi azaltılmıştır. Bu bildirimde; et kalınlıklarının azaltılması, farklı döküm tekniklerinin kullanılması, boyama ve kumlama tesisinde yapılan geliştirmeler, farklı parça malzemelerinin kullanılması gibi yöntemlerden bahsedilecek ve kazanılan tecrübeler aktarılabilecektir.

1. EKO-TASARIM

Dünyada olduğu gibi, ülkemizde de çevre bilinci, son 20 yılda geniş kitleler tarafından özümsemiş ve insanoğlunun çevreye olan etkisi irdelenmeye başlanmıştır. Oluşan bu ilgi neticesinde pek çok kanun ve yönetmelik çıkmış ve birey ve kurumların uyması gereken çevre kuralları tanımlanmıştır.

Oluşan bu ilgi ve önem sonucunda, son birkaç yılda sadece toplumun değil, müşterilerin de çevre bilinci hızla artmıştır. Artık çevre ile ilgili devletin koymuş olduğu kurallara ek olarak, müşteriler de satın aldıkları ürünlerin çevreye olan etkilerini irdelemekte ve daha çevreci ürünler talep etmektedir. İşte bu gelişme sonucunda, artık üreticilerin, sadece ekonomik ve kaliteli ürün üretmesi yeterli olmamaktadır. Bu özelliklere ek olarak, çevreci ürünlerin geliştirilmesi günümüz dünyasında her geçen gün bir şart olarak üreticilerin önüne çıkmaktadır.

Üreticiler, çevreci ürün geliştirmek için eko-tasarım adı verilen bir Ar-Ge sürecini takip etmelidirler. Bu tasarım yönteminde amaç, insanların çevreye yaptıkları etkiyi azaltmak ve aynı zamanda müşterileri için değer yaratmaktır. Geleneksel Ar-Ge yöntemine ek olarak, sürece çevresel bir boyut eklenmekte ve tasarlanacak ürünün çevresel boyutu da göz önünde bulundurulmaktadır. Eko-tasarım sürecinde, ürünün ömrü boyunca çevreye yapacağı etkiler irdelenmekte ve bu etkiyi azaltmanın yöntemleri araştırılmaktadır.

Eko-tasarım sürecini bu derece önemli kılan durum, bir ürünün çevreye olan etkisinin yaklaşık olarak %80'inin, ürün daha konsept aşamasındayken belirlenmiş olmasıdır. Dolayısı ile ürünün yaratacağı çevresel etki, daha henüz ürün oluşmadan belirlenmektedir. Bu nedenle, özellikle Ar-Ge sorumlularının, ürün tasarımını gerçekleştirirken eko-tasarım sürecini dikkate alması gerekmektedir ve sorumlular eko-tasarım hakkında bilinçlendirilmelidir.

Eko-tasarım sürecinde dikkate alınması gereken husus sadece ürünün tüketici tarafından kullanılırken yarattığı çevresel etki değil, aynı zamanda üretim süreci esnasında oluşan çevresel etkidir. Bunun nedeni, pek çok ürünün oluşturduğu çevresel etkinin yaklaşık % 90'ının, ürün henüz müşteriye ulaşmadan gerçekleşmesidir. Dolayısı ile ürünün imalat boyutunu dikkate almak oldukça önemlidir ve eko-tasarım sürecinde, sadece ar-ge sorumluları değil, aynı zamanda üretimi gerçekleştiren sorumlular da tasarıma katkıda bulunmalıdır.

Bu makalede de görüleceği üzere, eko-tasarım; çevresel boyuta odaklanmakla birlikte, ürünün daha ekonomik üretilmesine, daha verimli üretim süreçlerinin oluşmasına, daha kaliteli ve uzun ömürlü ürün tasarlanmasına neden olmaktadır. Dolayısı ile eko-tasarımın, üreticiler için çevreci ürün tasarlanmasının yanı sıra pek çok avantajı bulunmaktadır.

Bu makaleyi yazmaktaki amacımız, ülkemiz üreticilerinin son birkaç yılda yeni yeni tanımaya başladığı eko-tasarım sürecini irdelemek, bu konseptin pompa ve vana sektöründe kullanılmasına bir örnek olarak sulama hidrantları üzerinde gerçekleştirilen yeniden tasarım sürecini paylaşmaktır.

2. SULAMA HİDRANTLARI

Sulama hidrantları, özellikle DSİ ve İl Özel İdare tarımsal sulama projelerinde yaygın şekilde kullanılan bir vana tipidir. Kapalı sistem tarımsal sulama sistemlerinde kullanılan hidrantlar, kapalı boru sisteminden tarlalara su dağıtımında; vana işlevi, basınç regülasyonu ve debi regülasyonu işlevlerini görmekte ve yağmurlama ve damlama sulamaya olanak tanımaktadır. Bu sayede de su tasarrufu sağlayarak çevreye olumlu etki yapmaktadır. GG25 pik döküm malzemeden üretilen ana gövde içerisinde, pirinç döküm malzemeden oluşan basınç regülatörü ve klape mekanizmasını bulmakta ve kauçuk malzemeden imal edilmiş debi limitörü ve sızdırmazlık elemanları bulunmaktadır. Doğu Vana'da yapmış olduğumuz eko-tasarım süreci, A ve D tipi Sulama Hidrantlarında yapılmış olup, bu bildiride A Tipi Sulama Hidrantında yapılan geliştirmelere yoğunlaşacağız.

3. METODOLOJİ

Eko-tasarım sürecinde takip edilecek pek çok metodoloji bulunmaktadır. Bu makalede açıklayacağımız eko-tasarım sürecinde, Danimarka Teknik Üniversitesi, Danimarka Çevre Bakanlığı, Danimarka Sanayi Konfederasyonu ve IPU Ürün Geliştirme kurumlarının oluşturduğu "Ürün Gelişimi ile Çevresel İlerleme" (Environmental Improvement Through Product Development) kılavuzunda yer alan metodolojiyi baz alacağız.

Eko-tasarım sürecinde, toplam yedi temel adım bulunmaktadır. Bu adımlar, metodolojilere göre değişmekle birlikte, hemen hemen tüm metodolojilerde temel kavramlar aynıdır:

- Kullanım Amacının Belirlenmesi
- Yaşam Döngüsünün ve Çevresel Etkilerin Tanımlanması
- Eko-Profilin Oluşturulması
- Etkiyenler Şebekesinin İncelenmesi
- Nicelendirme
- Konsept Oluşumu
- Eko-Stratejinin Belirlenmesi

3.1. Kullanım Amacının Belirlenmesi

Eko-tasarımın ilk adımı olarak, tasarlanacak ürünün temel kullanım amacı belirlenmelidir. Bu ilk adım, diğer tüm tasarım sürecini etkileyeceği için doğru tanım yapmak oldukça önemlidir.

Bu noktada ürünün hangi amaçla kullanıldığı, nerelerde kullanıldığı, hangi fonksiyonları yerine getirmesi gerektiği ve planlanan ömrünün ne kadar olduğu belirlenmelidir.

Sulama hidrantları, tarımsal sulama amaçlı olarak, ülkemizde DSİ (Devlet Su İşleri) ve İl Özel İdare projelerinde kullanılmaktadır. Ürün, toplamda dört ana fonksiyonu gerçekleştirmek için yeniden tasarlanacaktır:

- Su dağıtım şebekesine bağlantı: Yeraltında bulunan kapalı sistem boru hattını, tarım arazisi üzerindeki sulama sistemine (damlama sistemi, yağmurlama sistemi vb.) bağlanması.

Tablo 1. Çevresel Etkiler

HAMMADDE SÜRECİ

- Döküm malzemenin ürettiği gazlar
- Döküm malzemenin ergitilmesinde harcanan enerji
- Hatalı döküm malzemenin hurdaya ayrılması
- Kauçuk malzemenin üretilmesinde açığa çıkan gazlar
- Boya malzemesinin üretilmesinde harcanan enerji
- Bağlantı elemanlarının üretilmesinde harcanan enerji (galvaniz kaplama)
- Mil üretiminde üretilmesinde harcanan enerji

ÜRETİM SÜRECİ

- Döküm malzeme işlenmesi için kullanılan enerji
- Boyama sürecinde harcanan enerji
- Boyama sürecinde kaybedilen boya miktarı
- Test sürecinde kaybedilen su miktarı
- Oluşan talaş atıkları
- Oluşan yağ atıkları
- Kauçuk atıkları
- Hurda atıkları
- Kumlama filtresinin çektiği tozlar

NAKLİYE SÜRECİ

- Şantiyeye gönderilen kamyonun harcadığı enerji ve oluşturduğu emisyon miktarı
- Ahşap palet malzemesinin hurdaya atılması
- Ambalaj atıklarının oluşması

KULLANIM SÜRECİ

- Basınç düşürme sonucu kaybedilen enerji miktarı
- Debi limitörünün yüksek toleransları sonucu gereksiz harcanan su miktarı
- Darbeli kapanma ile boru patlama olasılığı

HURDAYA AYIRMA SÜRECİ

- Kauçuk malzemelerin hurdaya atılması
- Döküm malzemenin geri dönüşüm için ergitilmesi sonucu oluşan gazlar ve enerji kaybı
- Döküm ergitilirken oluşan boya emisyonu

- Basınç regülasyonu: Şebekedeki yüksek giriş basıncını, sulama sisteminde kullanılabilir, projede tanımlanmış bir basınca düşürülmesi (%20 toleransında).
- Debi kontrolü: Sistemde oluşan talep ne kadar yükselirse yükselsin, kullanıcının alacağı su miktarını (debiyi) daha önceden tanımlanmış bir miktarda sınırlamak (%20 toleransında).
- Açma ve kapatma fonksiyonu: Sulama başlangıcında, sulama hattına su taşınması için girişin açılması ve kaviteasyon oluşturmadan geçiş sağlaması; sulama bittiğinde girişin kapanarak sızdırmazlık sağlaması.

Ürünün ekonomik ömrü ise 20 yıl olarak tanımlanmıştır.

3.2. Yaşam Döngüsünün Ve Çevresel Etkilerin Tanımlanması

İkinci adımda ürünün yaşam döngüsü tanımlanır ve yaşam döngüsü boyunca farklı süreçlerdeki çevresel etkiler belirlenir. Bu noktada ürünün yaşam döngüsünü beş sürece bölmek, hem bu süreçlerde yaşanan çevresel etkileri tanımlamayı kolaylaştırır, hem de hangi sürecin çevreye daha çok etkisi olduğu ve hangi sürece daha çok odaklanılması gerektiği anlaşılır. Bir ürünün yaşam döngüsünü şu şekilde bölebiliriz:

- **Hammadde Süreci:** Ürün üzerinde kullanılacak malzemelerin üretilme süreci.
- **Üretim Süreci:** Ürün üzerinde kullanılacak malzemelerin işlem görmesi ve ürünün sevke hazır konuma gelecek şekilde hazırlanması.
- **Nakliye Süreci:** Hazır olan ürünün, üretim alanından kullanım alanına kadar geçen süreç.
- **Kullanım Süreci:** Ürünün, planlanan amaca uygun olarak yaşamı boyunca kullanıldığı süreç.
- **Hurdaya Ayırma Süreci:** Ürünün ekonomik ömrünü tamamladıktan sonra hurdaya ayrılması ve atık malzemenin değerlendirilmesi süreci.

Tablo 2. Sulama Hidrantları Akış Şeması

	HAMMADDE SÜRECİ	ÜRETİM SÜRECİ	NAKLİYE SÜRECİ	KULLANIM SÜRECİ	HURDAYA AYIRMA SÜRECİ
MALZEME	• Hatalı döküm malzemenin hurdaya ayrılması	• Oluşan talaş atıkları • Oluşan yağ atıkları • Boyama sürecinde kaybedilen boya miktarı • Test sürecinde kaybedilen su miktarı • Kauçuk atıkları • Hurda atıkları	• Ahşap palet malzemesinin hurdaya atılması • Ambalaj atıklarının oluşması	• Darbeli kapanma ile boru patlama olasılığı	• Kauçuk malzemelerin hurdaya atılması
ENERJİ	• Döküm malzemenin ertiltilmesinde harcanan enerji • Boya malzemesinin ertiltilmesinde harcanan enerji • Bağlantı elemanlarının ertiltilmesinde harcanan enerji (galvaniz kaplama) • Mil üretiminde ertiltilmesinde harcanan enerji	• Döküm malzeme işlenmesi için kullanılan enerji • Boyama sürecinde harcanan enerji	• Şantiyeye gönderilen kamyonun harcadığı enerji	• Basınç düşürme sonucu kaybedilen enerji miktarı • Debi limitörünün yüksek toleransları sonucu gereksiz harcanan su miktarı	• Döküm malzemenin geri dönüşüm için ertiltilmesi sonucu oluşan gazlar ve enerji kaybı
KİMYASALLAR	• Döküm malzemenin ertittiği gazlar • Kauçuk malzemenin ertiltilmesinde açığa çıkan gazlar	• Kumlama filtresinin çektiği tozlar	• Şantiyeye gönderilen kamyonun oluşturduğu emisyon miktarı		• Döküm ertiltilirken oluşan boya emisyonu
DİĞERLERİ					

Sulama hidrantlarını da bu tanımlama neticesinde incelediğimizde, **Tablo 1**'deki çevresel etkileri elde ediyoruz. Bu etkileri incelediğimizde, en önemli çevresel etkilerin hammadde ve üretim süreçlerinde olduğunu görüyoruz. Özellikle döküm malzemenin ertiltilmesi, yani dökümhane süreci ciddi çevresel etki oluşturmaktadır; üretim sürecinde ise işleme tezgahlarının harcadığı enerji, oluşan talaş/yağ atıkları ve boyama sürecinde harcanan enerji ve malzeme dikkat çekmektedir.

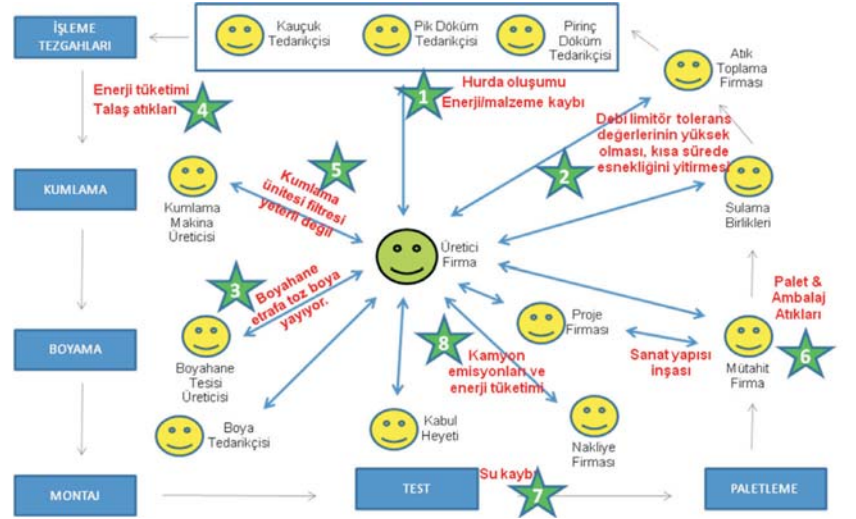
3.3. Eko-Profilin Oluşturulması

Üçüncü adım olarak, ürünün yaşam döngüsü boyunca belirtilen çevresel etkiler dört ana adımda sınıflandırılır ve ürünün eko-profilini oluşturulur. Bu adımlar; malzeme, enerji, kimyasallar ve diğerleri olarak tanımlanabilir. **Tablo 2**'de, sulama hidrantları için oluşturulan eko-profilini görebilirsiniz.

Eko-profilin oluşturulmasında dikkat edilmesi gereken husus, ilk önce yaşam döngüsü ve çevresel etkilerin tanımlanması, daha sonra eko-profilin oluşturulması ve boş kalan bölgelere (üretim süreci x kimyasallar, kullanım süreci x malzeme gibi) bir çevresel etki eklemek için uğraşılması gerektiğidir.

Bunun nedeni, çevresel etkiler tanımlanırken önemli etkilerin tanımlandığı ve daha sonra bu etkilerin sınıflandırıldığıdır. Tersine, direkt olarak üçüncü adım olan eko-profil oluşturulsaydı, tasarımı yapan kişi tüm boş kutuları doldurmaya yeltenir ve aslında önemsiz olan çevresel etkiler için zaman ve enerji harcamak zorunda kalırdı.

Sulama hidrantı eko-profilini incelediğimizde, malzeme ve enerji sınıfının ön plana çıktığını, kimyasallar bölümünde ise ciddi bir çevresel etki oluşmadığını görebiliriz. Dolayısı ile bu noktada, hammadde ve üretim süreçlerindeki malzeme ve enerji ile ilgili çevresel etkiler üzerine odaklanılması gerektiği anlaşılmıştır.

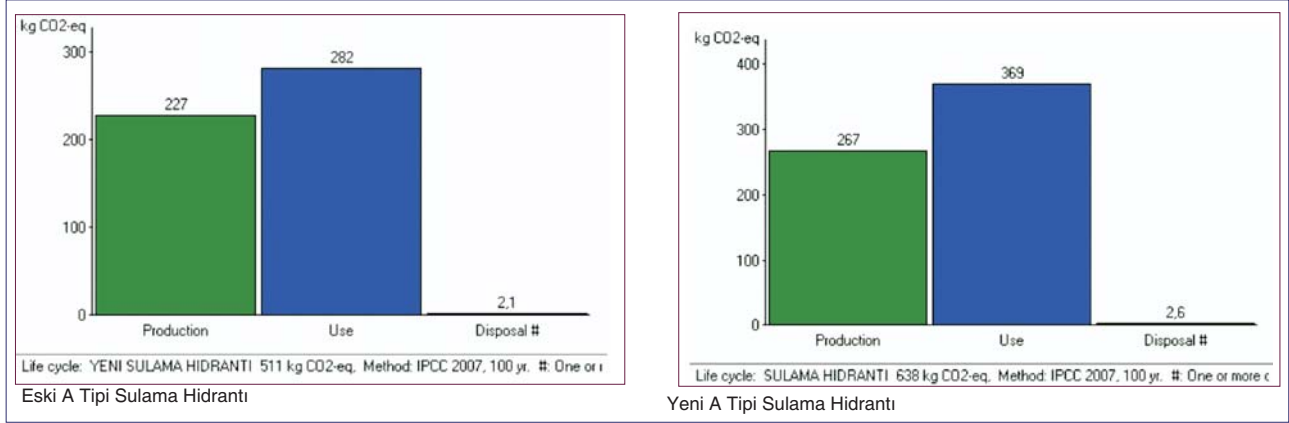


Şekil 1.

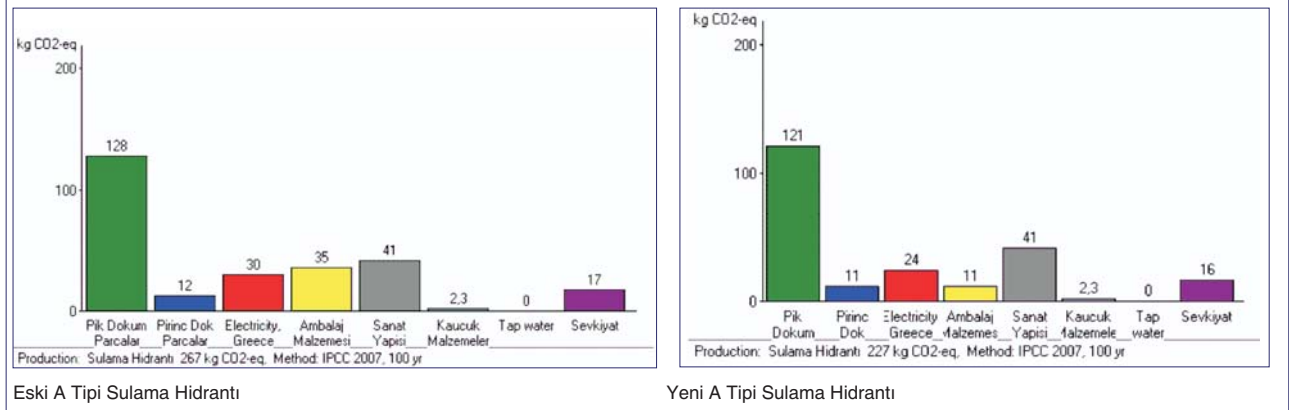
3.4. Etkiyenler Şebekesinin İncelenmesi

Ürünün eko-profilini ortaya çıktıktan sonra, bu profilde belirtilen çevresel etkilerin kimler tarafından ne zaman oluşturulduğu araştırılmalıdır. Bu nedenle ürünün akış şeması çıkartılmalı ve eko-profilde tanımlanan çevresel etkilerin nerelerde olduğu belirlenmelidir. Ürünün akış şemasında, yaşam döngüsü boyunca çevresel etkileri oluşturan kişi/kurumlar belirlenir ve tanımlanır. Akış şemasında; malzeme akışı, iletişim akışı ve çevresel etkiler belirlenmelidir. **Tablo 2**'de, sulama hidrantları ile ilgili hazırlanmış olduğumuz akış şemasını bulabilirsiniz.

Şekil 1'de göreceğiniz üzere tedarikçiden gelen malzemeler, sırası ile işleme tezgahlarına, kumlama ve ardından boyama tesisine, montaj atölyesine, test laboratuvarına, paletleme birimine ve bu noktadan sonra bitmiş ürün olarak mühürat firmaya aktarılmaktadır. Daha sonra sulama hidrantları sulama birliklerine teslim edilmekte ve ürünün kullanımı gerçekleşmekte, ekonomik ömrü tamamlandıktan sonra ise ürün atık toplama firmalarına verilerek atıklar değerlendirilmektedir. İnce ok ile gösterilmiş olan akış malzeme akışını ve kalın mavi oklar iletişim akışını göstermektedir.



Şekil 2.



Şekil 3.

Kırmızı ile belirtilen yazılar ise çevresel etkilidir. Ürün akışı bu şekilde tanımlandıktan sonra, çevresel etkiler önem sırasına göre numaralandırılmaktadır. Buradan elde edilen sonuç, çevresel etkileri üzerinde inisiyatifli sahip kişileri belirlemektir. Örneğin, "kumlama ünitesi filtresi yeterli değil" çevresel etkisi sonucunda üretici firma, kumlama makine üreticisi ile ortaklaşa çalışmalıdır. Aynı şekilde, "boyahane etrafa toz boya yayıyor" çevresel etkisi sonucunda üretici firma, boyahane tesisi üreticisi ile birlikte çalışmalıdır.

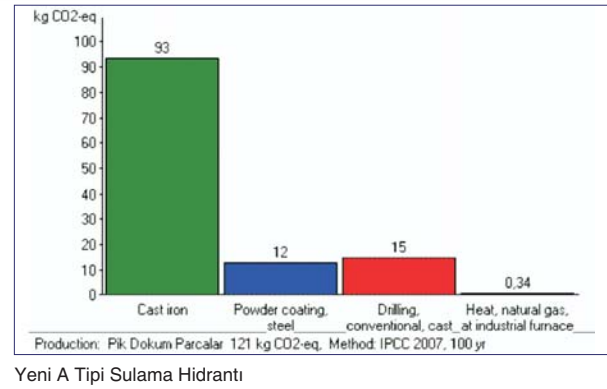
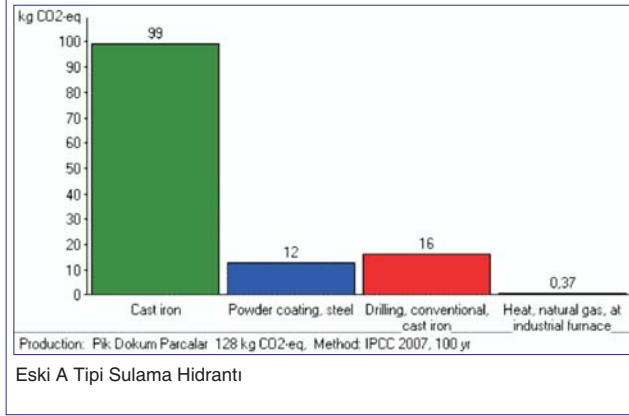
3.5. Nicelendirme

Bu adıma kadar tanımlanan çevresel etkiler için sadece bir sıralandırma yapılmış, ancak bu etkilerin gerçek boyutlarını ölçme ile ilgili bir çalışma yapılmamıştır. Nicelendirme adımı ise belirtilen çevresel etkilerin nicelendirilmesi ve gerçekten önemli etkilere mi odaklanıldığı, yoksa odaklanılandan daha önemli bir etki olup olmadığı belirlenir. Şüphesiz, henüz tasarım aşamasında olan bir ürünün çevresel etkilerini nicelik olarak belirlemek oldukça güçtür. Bu nedenle sanayinin kullanabileceği şekilde pek çok modelleme çalışması yapılmıştır. Life Cycle Check, Eco Design Guide, Eco Design Pilot, Eco Indicator 99, Eco-it, EPS gibi modeller, üreticilerin işini kolaylaştırmakta ve bazı kabuller yapılarak süreçlerin emisyon miktarları belirlenmektedir. Birbirine benzer olan bu modellerde kullanıcı, modelde tanımlanmış olan malzemeleri, malzemeler üzerinde gerçekleştirilen üretim süreçlerini, malzemenin ağırlığı, boyutu gibi temel parametreleri girer.

Sulama hidrantları için biz, ECO-it modellemesini kullandık ve bu bağlamda sonuçları irdelerek çevresel etkilerin önem sırasını tekrar gözden geçirdik. Daha sonra, ortaya çıkardığımız çevresel etkilere karşı almayı düşündüğümüz önlemleri göz önünde bulundurarak, yeni tasarlayacağımız sulama hidrantları için öngördüğümüz parametreler ışığında modellemeyi tekrar çalıştırdık. Sağ tarafta göreceğiniz gibi, sulama hidrantı ömrünü; üretim (ürün kullanım alanında hazır oluncaya kadar geçen süreç), kullanım ve hurdaya ayırma olarak üç temel gruba böldük.

Burada kullanım süreci en çok emisyon yayan süreç olarak görülse de, burada belirtilen emisyon 20 yıllık bir çalışmaya tekabül etmektedir. Ayrıca, ürünün kullanım amacı gereği hidrant basınç düşürmekte, yani enerji kırmaktadır. Dolayısı ile ürünün enerji tüketimi yani karbondioksit salınımı yüksek çıkmaktadır (suyun pompaj ile basınçlandırıldığı varsayılmıştır). Cazibeli bir sistemde kullanım süresince karbondioksit salınımı yoktur). Ancak bizim üzerinde eğileceğimiz temel süreç, üretim sürecidir. Bu süreci daha yakından inceleyecek olursak, en çok emisyon yayan malzemenin pik döküm parçaları olduğu gözükmemektedir. Bu malzemeleri sırası ile; sanat yapısı inşası, ambalaj malzemesi, elektrik tüketimi, sevkiyat ve piring döküm parçaları takip etmektedir.

Pik döküm malzemeyi daha detaylı olarak inceleyecek olursak, sırası ile sağ taraftaki süreçlerin en çok emisyon yaydığını görüyoruz; pik döküm malzeme üretimi (dökümhane süreci), talaşlı imalat (işleme) süreci ve boyama süreci.



Şekil 4.

Bu modelleme ile, yapacağımız geliştirmeler sonucunda, yeni hidrant tipinde karbondioksit emisyonunu %20 oranında düşürebileceğimiz görülmektedir.

3.5. Konsept Oluşturma

Yapılan modelleme ve etkiyenler şebekesinin oluşturulması sonucunda, çevresel gelişmeyi sağlayacak çözümler üretilir. Bu çözümleri bulabilmek için, beş temel ilke baz alınır. Bunlar; minimum malzeme, minimum enerji, minimum toksik malzeme, maksimum geri dönüşüm özelliği ve uzun ömürdür. Bu beş ilke ışığında çeşitli çözümler geliştirildiği takdirde, daha çevreci bir ürün yaratmak mümkündür.

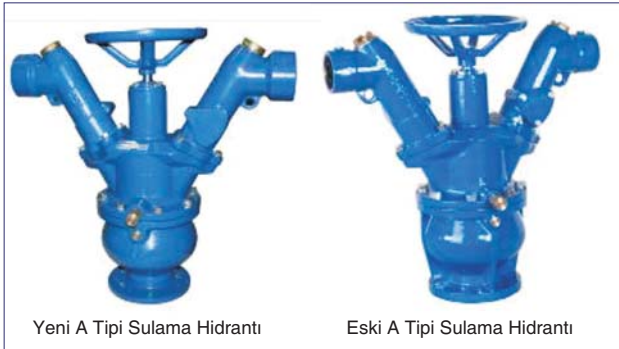
3.6. Eko-Stratejinin Belirlenmesi

Çevresel gelişmeyi sağlayacak çözüm alternatifleri ortaya koyulup bir konsept oluşturulduktan sonra, bu çözümlerin sıralandırılması ve önem ve gerçekleştirilebilme olasılıklarına göre yapılması gerekenler belirlenmelidir. Burada 10 öncelikli öneri belirlenir.

SONUÇLAR

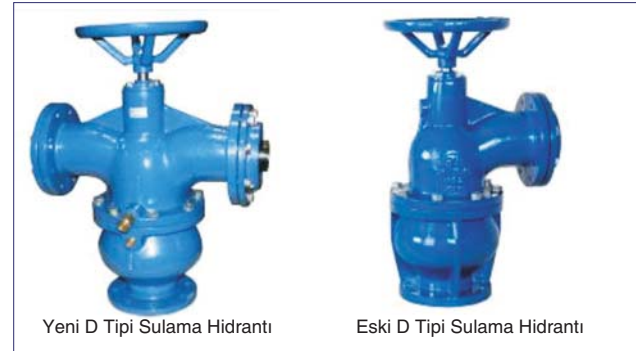
Yukarıda belirtilen 7 adım metodolojisi uygulandıktan sonra, belirlenen eko-strateji baz alınarak sulama hidrantlarında iyileştirmeler sağlanmış ve yeni bir ürün tasarlanmıştır. Şekil 5, A tipi Sulama Hidrantlarında yapılan geliştirmeleri bulabilirsiniz:

Sulama Hidrantı gövdesi, standart olarak GG25 PİK Döküm Malzemeden üretilmekteydi. PİK dökümün kırılma özelliği sonucunda, gövde dayanımını arttırmak için et kalınlıkları yüksekti



Şekil 5.

ve gövde direncini arttırmak için çeşitli bölgelerde federler kullanılmıştı. Kullanılan malzeme miktarını azaltabilmek için üründe Sfero döküm malzemeye geçilmiş ve yeni modeller yapılarak artık ihtiyaç duyulmayan federler kaldırılmıştır. Bu sayede A tipi Sulama Hidrantı ağırlığında %6, D Tipi Sulama Hidrantı ağırlığında %25 tasarruf sağlanmıştır. (Şekil 6) Bununla birlikte, pİK döküm malzemelerde görülen, montaj aşamasında çarpma sonucu kırılma ve hurda oluşma oranını sıfıra indirdik ve hidrantın ömrünü uzattık.



Şekil 6.

Özellikle nozul içerisinde yer alan piriç malzemelerde, döküm boşluklarında dolayı yüksek miktarda hurda oluşmaktaydı. (Şekil 7) Bu durum, malzeme fabrikaya ilk ulaştığında belirlenememekte, ancak döküm işlendikten sonra döküm boşlukları görülmekte ve malzeme hurdaya verilmekteydi. Dolayısı ile hem döküm malzeme, hem de işleme sonucu iki kere emisyon oluşmaktaydı. Yapılan yeni modellerle, piriç döküm tekniği, kokil dökümünden dövme tekniğine geçilmiştir. Bu sayede hurda oranı %8'den %1'e düşürülmüştür. %1'lik hurda ise malzemeden değil, ağırlıklı işleme vb. hatalardan dolayı oluşmaktadır. Buna ek olarak, basınç regülatör kovanında %5 oranında malzeme tasarrufu sağlanmıştır.



Şekil 7. Nozul içerisindeki piriç iç aksamlar

Dünya genelinde sulama hidrantlarının, yukarıda belirtilen dört ana fonksiyona ilaven, su tüketim ölçümü fonksiyonu da talep edilmektedir. Dolayısı ile, mevcut hidrant tasarımında bu amaca uygun olarak bir oransal sayaç montaj bölümü bulunmaktadır. Bu bölüm sürekli olarak işlenmekte ve kapak, cıvata ve sızdırmazlık elemanı kullanılarak körülenmekteydi. Ancak yeni hidrant tasarımında bu fonksiyonun yurtiçinde artık kullanılmadığı göz önünde bulundurularak modelde revizyona gidilmiş ve bu bölge tamamen kapatılmıştır. Böylelikle, işleme, kapak malzemesi, cıvata, sızdırmazlık elemanı gibi parçaların gereksiz kullanılması önlenmiştir (**Şekil 8**).



Şekil 8.

Ürün debi limitörü ve sızdırmazlık contaları EPDM malzemeden imal edilmektedir. Ancak, ürün tarımsal sulamada kullanıldığı için standart kauçuk malzeme kullanılmakta ve bu malzemenin toksikolojik özelliği bulunmaktaydı. Firmamızda, içme suyu kullanılan vanalarda ise özel içme suyu onaylı, toksikolojik özellik barındırmayan kauçuk malzeme kullanılmaktadır. Bu durum, seri imalatla sıkıntı yaratmaktaydı, dolayısı ile firmamızda kullanılan tüm kauçuk malzemelerin içme suyu onaylı, toksikolojik özellik barındırmayan malzemeden üretilmesi kararlaştırıldı. Bu sayede, ürün üzerindeki toksik malzeme miktarı azaltıldı. Ayrıca, 10 yılın üzerinde kullanılan sulama hidrantlarının debi limitörlerinde sertleşmeler görülmekte ve bu nedenle debi miktarının artması, dolayısı ile ihtiyaç duyulandan daha fazla su tüketilmesi sorunu görülmekteydi. (**Şekil 9**) Ürünün ömrünü 20 yıl olarak tanımladıktan sonra, daha uzun ömür için kauçuk malzemelerimizi standart olarak kalıcı deformasyon testine tabii tuttuk ve vulkanizasyon sürecimizi bu teste göre geliştirdik. Sonuç itibarı ile, kauçuk malzememizin deformasyon sonucu tekrar eski hacmini kazanma kabiliyetini arttırdık. Bu sayede, debi limitörümüzün ömrünü artırarak tolerans değerlerini iyileştirdik ve su tasarrufu oluşmasını sağladık.



Şekil 9. Debi Limitörü

Firmamızda, tezgah talaşları, basınçlı hava ile tezgah üzerinden uzaklaştırılmakta, daha sonra bu talaşlar süpürge veya fırça yardımıyla toplanmaktaydı. (**Şekil 10**) Ancak bu durumda talaşın çoğunu kaybetmekteydik. Özellikle tezgahın aralarına giren talaşların temizlenmesi mümkün olmamakta, bu durum da hem talaşın geri kazanılabilmesini önlemekte, hem de tezgahların bakım

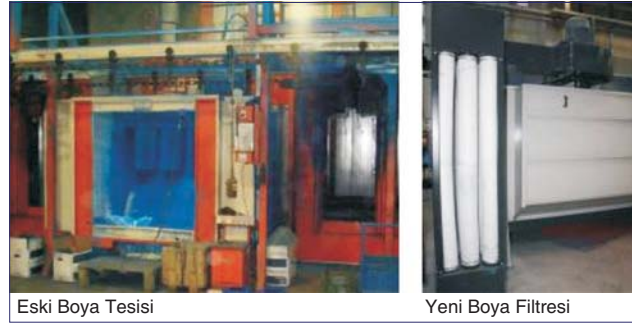


Şekil 10. Endüstriyel Tip Süpürge ile Talaşların Toplanması

sıklığını arttırmakta ve karbondioksit salınımını arttırmaktaydı. Bu nedenle, endüstriyel tipte süpürge temin edilerek talaşların bir hazneye emilmesi sağlandı. Bu sayede hem tezgah bakım aralığımız düştü hem de talaş atıklarını kontrol altına alabildik.

Sulama hidrantlarının ömrünü arttıracak bir diğer adım ise, milin galvaniz kaplı borudan X20Cr13 paslanmaz çelik malzemeye değiştirilmesi oldu. Çeşitli zorlamalar sonucu hidrant içerisindeki mil kırılmakta ve bu da hidrantın ömrünü düşürmekteydi. Dolayısı ile, 20 yıllık çalışma süresine dayanabilmesi için, hidrant milini X20Cr13 dolu malzemeden üretilmesi kararlaştırıldı.

Sulama hidrantlarının boyanması ile ilgili yaşanan en büyük çevresel etki, boyahane filtrasyonunun yeterli olmaması, bu nedenle de ciddi miktarda boyanın çevreye dağılarak kontrolsüz bir şekilde yayılmasıydı (**Şekil 11**). Bu durum sonucunda hem ciddi miktarda boya israf edilmekte, hem de çevrenin kirlenmesine neden olmaktaydı. Yeni geliştirilen filtre düzeneği sayesinde, etrafa boya dağılımının önüne geçilerek tüketilen boya miktarında azalma sağlandı. Ayrıca, filtre tarafından toplanan boyanın tekrar kullanılması mümkün oldu.



Şekil 11.

Üretim sürecinde belirlenen bir diğer çevresel etki ise kumlama tesisi kaynaklıydı (**Şekil 12**). Burada da, boya tesisine benzer bir şekilde filtre düzeneği yeterli gelmiyor ve kumlama sonucu oluşan toz dışarıya yayılıyordu. Bu tozumu önlemek için daha geniş kapasiteli bir filtre düzeneği devreye alındı ve kumlama sonucu dışarıya toz yayılımı tamamen önendi (**Şekil 13**). Önceden çevreye yayılan, filtrasyon sonucu ortaya çıkan atık ise toplanarak lisanslı firmalara gönderildi.



Şekil 12. Eski Kumlama Tesisi



Şekil 13.

Yapılan modelleme sonucu, üretim sürecindeki dördüncü kritik çevresel etkiyi elektrik tüketimi oluşturmaktaydı. Bu etkiyi azaltmak için, fabrika aydınlatma sisteminde değişikliğe gidilerek standart ampuller yerine tasarruflu lambalar kullanılmaya başlandı (Şekil 14). Ayrıca, gün ışığından faydalanmak için fabrika çatısına şeffaf çatı kaplama malzemesi monte edildi. Böylelikle gündüz aydınlatmaya gerek kalmamakta, gece ise tasarruflu lambalar ile elektrik tüketimi azaltılmaktadır. Bu sistem ile, aydınlatma için tüketilen elektrik miktarı %53 oranında azaltılmıştır.



Şekil 14.

Modellemede belirlenen, üretim sürecindeki üçüncü kritik çevresel etki, ambalajlamada yaşanmaktadır. Sulama hidrantlarının ambalajlaması, ahşap kasaların üzerine hidrantların koyulması ve kasanın dağılmasını önlemek üzere naylon malzeme sarılmasını kapsamaktadır. Ayrıca, hidrant boyalarının çarpma sonucu zarar görmesini önlemek üzere hidrant altına ve kenarlarına birkaç kat patlamış naylon koyulmaktaydı. Yaptığımız araştırma sonucu, naylon malzemeden daha kalın ve dayanıklı bir malzeme bulduk ve boyanın zarar görebileceği bölgelere noktasal olarak bu ambalaj malzemesinden kullandık (Şekil 15). Sonuç itibarı ile, naylon malzeme tüketimimiz %70 mertebelerinde azaldı. Bunun yanı sıra, firmamızda, kullanılan ahşap malzeme kerestecilerden alınmakta



Şekil 15.

ve kasa haline getirilmekteydi. Dolayısı ile ahşap tüketimimiz çok yüksekti. Bunun önüne geçebilmek için, hem sevkiyatlarda hem de üretim aşamasında kullanılmak üzere, kullanılmış palet malzemesi araştırmaya başladık. Sonuç itibarı ile, son tüketiciye ulaşan paletli malzemelerin paletleri atılmaktaydı. Firma olarak pek çok şirket ile temasa geçerek ellerindeki atık paletleri belirli aralıklarla toplamaya başladık ve bu kullanılmış paletlerde gerekli tamiratlarla bulunarak kasalar ürettik. Böylelikle, ahşap malzeme tüketimimiz yaklaşık olarak üçte bir oranında azaldı. Buna ek olarak, üretim aşamasında taşıma amaçlı kullanılan ahşap paletler yerine, daha dayanıklı çelik kasalar kullanılmaya başlandı. Böylelikle, sürekli olarak kırılan ve yeni ahşap palet gerektiren sistem yerine, yıllarca ağırlığa dayanabilen çelik kasalar kullanılması sonucunda ahşap tüketimi minimuma indirildi.



Şekil 16.

Sulama Hidrantı üretiminde karşılaştığımız bir diğer çevresel etki de, hidrant testlerinde kaybedilen su miktarıydı. Her bir hidrant, gövde ve sızdırmazlık testleri için su ile doldurulmakta, bu süreç içerisinde etrafa dağılan su, kanallar vasıtası ile bodrum katındaki depoda toplanmaktaydı. Ancak, zaman içerisinde, buharlaşma ve suyun tamamının toplanamaması sonucu depo boşalmakta ve şehir şebekesinden su dolumu yapılmaktaydı. Bu su kaybının önüne geçebilmek için, firmamızda çatıdan yağmur suyu toplama kanalları yapıldı ve yağmur suyu depoya yönlendirildi. Böylelikle depo su dolumu için kaybedilen su miktarı sıfırlandı.

Sulama hidrantlarında oluşan bir diğer çevresel etki de, yarı mamül stokunun fazlalığıdır. A, B, C, D tipi ve Yangın Hidrantı olmak üzere, 5 ana hidrant tipi bulunmaktadır ve her birinin iç aksamaları farklı farklı olduğundan dolayı, bu malzemeler yüksek adetli üretilmekte ve stoklanmaktadır. Bu fazla üretim sonucu kaynaklanan çevresel etkiyi önlemek amacıyla, A, C, D tipi Sulama Hidrantları ve Yangın Hidrantlarının t-somun, mil, conta malzemelerinin modelleri ortak olacak şekilde revize edilmiştir. Böylelikle hem bu malzemelerin üretim adeti düşürülmüş, hem de tüketicinin birden fazla yedek parça stoklama zorunluluğu ortadan kaldırılmıştır.

Sulama hidrantlarının kullanım aşamasında yaşanan önemli bir çevresel etki, hidrantın hızlı bir şekilde kapatılması sonucu sistemde su darbesi yaratma olasılığı ve bu darbe sonucu boru hattının patlayarak su kaybının ve malzeme hasarının oluşmasıdır. Bu konu ile ilgili hidrant mekanizmasında değişiklik yapılmış ve hidrantın oransal açılıp kapanması sağlanmıştır. Böylelikle, her bir volan turunda hidrant %10 oranında açılmaktadır. Sonuç olarak, operatör hidrantı ne kadar hızlı açmaya çalışırsa çalışsın hidrant yavaş açılmakta ve darbe oluşumu önlenerek su kaybı ve malzeme hasarının, dolayısı ile de olası bir çevresel etkinin önüne geçilmektedir.

Bu bildiride, firmamızda gerçekleştirmiş olduğumuz, A ve D tipi Sulama Hidrantlarının Ar-Ge sürecini, bu süreçte uyguladığımız metodolojiyi ve elde ettiğimiz kazanımları irdelemeye çalıştık. Umuyoruz, tüketicilerin bilinçlenmesi ve eko-tasarım kavramının

yaygınlaşmasıyla birlikte, karbon emisyonu ve çevre etkisi daha düşük, daha çevreci ürünler geliştirilecek ve bu sayede daha yaşanılabilir bir dünyaya sahip olacağız.

KAYNAKLAR

- [1] McAloone T., Bey N., "Environmental improvement through product development", Svendborg Tryk, pp 1-48, 2010.
- [2] Goedkoop M., Spriensma R., "The Eco-indicator 99", Pre Consultants Amersfoort, 1999.
- [3] Official Journal of the European Union, "Establishing a Framework for the Setting of Ecodesign Requirements for Energy-using Products and Amending Council Directive 92/42/EEC and Directives 96/57/EC and 2000/55/EC of the Euoprean Parliment and of the Council", Directive 2005/32/EC of the European Parliament and of the Council, 2005.
- [4] Dogus Vana, "Dogus Vana Sulama Hidrant Katalog 2011", 2011.
- [5] CETIM, "Valve Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Valve Systems", Centre technique des industries mecaniques, 2008.
- [6] European Commission, "Carbon Footprint – what it is and how to measure it", European Platform on Life Cycle Assessment European Commission, 2007.
- [7] European Commission, "Framework and requirements for life cycle impact assessment models and indicators", 1st edition, Joint Research Centre Institute for Environment and Sustainability, 2010

SUMMARY

During the past 20 years, environmental consciousness of the population has increased dramatically and mankind started to question his effects on the environment. As a result of this development, new laws and regulations about environment were put into use.

In connection with these issues, during the past few years, not just the society but also the customers started to question the environmental effects of the products they use. Increasingly every year, consumers demand low carbon foot print products, which lead manufacturers to produce items that does not harm the environment. As a result, traditional research and development processes start to become obsolete and a new R&D process has been developed.

Eco-design is the design process that takes into consideration the environmental effects during the life cycle of the product. The life cycle of the product includes; product design, procurement, production, use and de-commissioning.

Eco-design evaluates environmental effects during each step of the life cycle such as resource consumption, emissions to air, water and land, noise/vibration etc. and determines the carbon footprint of the product.

This design process has become one of the most effective ways to fight against pollution. In this article, an example of eco-design process in valves and pumps industry will be examined

and the design process of irrigation hydrants will be taken into consideration.

Irrigation hydrants are used in closed pipeline systems in agricultural irrigation networks and is one of the most widely used valves in Turkey. In the process of water distribution to fields, irrigation hydrants are used for valve function, pressure regulation function and flow regulation function. As a result, hydrants enable sprinkler and drip irrigation systems and enable water distribution to farmlands by connecting the underground pipeline system to micro-irrigation network. As a result, agricultural irrigation hydrants decrease water consumption and enable more efficient and effective ways of irrigation. Therefore, it contributes to a more environmental irrigation method.

In Turkey, State Hydraulics (DSİ) and İl Özel İdare government agents are the two main customers for this product and through these agents, irrigation hydrants are commonly used in irrigation projects.

In this scope, irrigation hydrants are re-designed taking into consideration eco-design principles, and environmental effects of the product has been decreased. In this article, revisions on the design such as, decreasing the material use, using different casting techniques, improvements on sand blasting and coating processes, use of different internal part materials, will be discussed and the results of the eco-design process will be explained.

SİRKÜLASYON POMPALARINDA HİDROLİK VE ELEKTRİKSEL TASARIMIN ENTEGRASYONU

Cem AYBAR

Alarko Carrier San. ve Tic. A.Ş.

ÖZET

Sirkülasyon pompası, salyangoz ve fandan oluşan ve sıvıların kapalı bir tesisat içinde sirkülasyonunu sağlayan pompa ve bu pompayı tahrik ederek fana gerekli torku ve gücü sağlayan elektrik motorundan oluşmaktadır. Motor ve pompa tasarım programları kullanılarak hesaplamalarda hata yapma olasılığı düşürülmekte ve imali zor tasarımlar belirlenerek gereksiz maliyetler engellenmektedir. Bilgisayar ortamında yapılan bir tasarımla kısa sürelerde istenilen çıkış gücünü, hızı ve tork maksimum verimlilikte sağlayabilen tasarımlar yapılabilmektedir. Tasarımcı her seferinde parametrelerden birini değiştirerek bunun sistem verimliliği, basma yüksekliği gibi özelliklerin üzerindeki etkisini görmekte, tasarımda yapılması gereken değişiklikler belirlenebilmektedir. Motor ve pompa tasarım süreçlerinin beraber yürütülmesiyle maksimum sistem verimliliğine sahip tasarımlar gerçekleştirilmektedir.

1. GİRİŞ

Ürün tasarımları, kaliteli ve düşük maliyetli aynı zamanda mevcut yasal mevzuata uygun ürünleri ortaya çıkarmak amacıyla yapılmaktadır. Günümüz dünyasında gerek kanuni zorunluluklar, gerek daha bilinçli insanlar gerekse şirketler arası rekabet, pompa ve motor dünyasında tasarımların yenilenmesi, yüksek verimli, daha küçük ve daha az maliyetli pompa ve bunu tahrik eden motorların yapılmasını gerektirmektedir. Mevcut Eko-tasarım Direktifi[1] ürünün sadece çalışma koşullarında değil, tasarım, üretim, çalışma ve geri dönüşüm süreçlerinin toplamında en az enerji kullanımını ve çevreye en az atık üretimini zorunlu kılmaktadır.

Diğer yandan ilerleyen teknoloji ile birlikte birçok uzmanlık alanına bir arada gereksinim duyulan ürünler ortaya çıkmaktadır. Sirkülasyon pompalarında da Akışkanlar Mekaniği, Isı Transferi, Elektrik Motor Tasarımı ve Sürücü Tasarımı gibi ana başlıklar altında toplayabileceğimiz pek çok uzmanlık alanında tasarım süreçleri söz konusudur. Birçok uzmanlık alanının bir arada olduğu bu projelerin geliştirilmesi uzun süreler alabilmektedir. Pompa ve motor sistemlerinin paralel tasarımına ve büyük ölçekte araştırma ve geliştirme yatırımlarına ihtiyaç duymaktadır. Günümüzün hızlı gelişen dünyasında bilgisayarlı tasarım programlarını kullanmak kaçınılmaz olmuştur.

2. BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM

Motor ve pompa tasarım programları, daha verimli pompa ve motorların tasarımında mühendislere ve şirketlere büyük kolaylıklar sunmaktadır. Bu programlar sayesinde sistem tasarım süreçleri çok kısalmaktadır. Bir tasarımın prototip olarak gerçekleştirilmesi için harcanan zaman ve bunun yarattığı maliyet, programlar sayesinde en aza indirilmekte ve tasarım aşamasında optimizasyon sağlanabilmektedir. Bilgisayar ortamında yapılan bir tasarımla kısa sürelerde istenilen çıkış gücüne, hızı ve torka sahip motorlar ve bu motorlara akuple edilmiş, istenilen debi ve basma yüksekliğini en yüksek verimlilikte sağlayan hidrolik tasarımlar yapılabilmektedir.

3. HİDROLİK VE ELEKTRİKSEL TASARIMIN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE ENTEGRASYONU

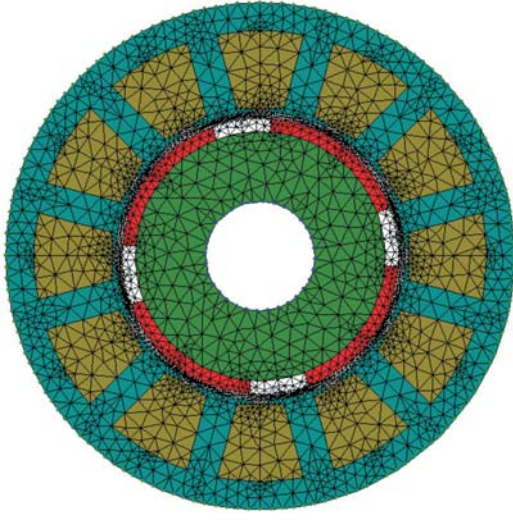
Tasarımın ana hedefi belirli bir debi aralığında, istenilen basma yüksekliğini minimum enerji kullanımı ile maksimum verimliliği sağlayacak sirkülasyon pompası ortaya çıkarmaktır. Bunun için motorun tasarlanması, motorun belirli hızlarda çalışmasını sağlayacak sürücünün tasarlanması, fan ve salyangozun tasarlanması, kullanılan malzeme ve yapısal tasarım sonucu ortaya çıkan ısı transfer modelinin çıkarılması gerekmektedir.

3.1. Motor Tasarımının Yapılması ve Dinamik Analiz

Bilgisayar Destekli Tasarım ve Simülasyon programı kullanılarak hedeflenen mil gücünü verecek şekilde motor parametreleri programa girilir. Tasarımda kullanılan malzemelerin gerekli teknik özellikleri (bakır tel için iletkenlik, sac için manyetik karakteristiği vb.) tanımlandıktan sonra model analiz edilmek için hazırlanır. Analizi yapabilmek için hazırlanan motor modelinin program aracılığıyla ağ yapısı (mesh) çıkarılır (**Resim 1**). Bu yapı programlar tarafından otomatik olarak oluşturulabileceği gibi kritik bölgelerde hesaplamaların daha sağlıklı olması için kullanıcı tarafından da oluşturulabilir.

Motorun belirli bir devir hızında istenen torku vermesi ve tasarımın bu devir hızında maksimum verimde olması amaçlanır. Senkron bir motor için elektromanyetik tork Formül (1) de belirtildiği gibidir.

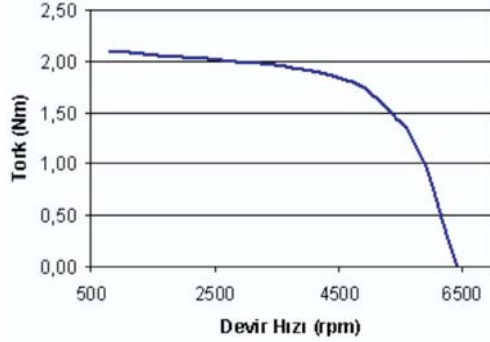
$$T_e = -\frac{m}{w_s} \left[\frac{V_{sph} E_f}{z_d} \sin(\psi_L - \alpha) - \frac{E_f^2 R_s}{Z_d} \right] \quad (1)$$



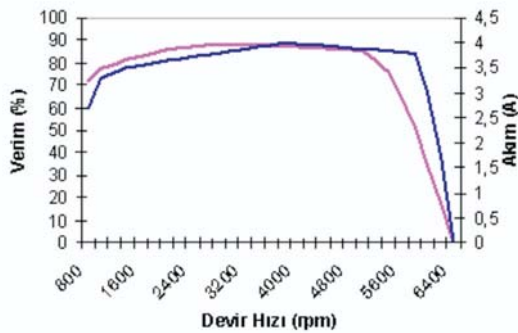
Resim 1. Motor modelinin ağ yapısı çözümü.

Burada T_e : Elektromanyetik tork, ω_s : Senkron açısal hız R_s : Stator direnci, V_{sph} : Stator faz gerilimi, E_f : Alan akım uyarıtımı tarafında endüklenen gerilim, Z_d : Senkron empedans, α : $\arcsin\left(\frac{R_s}{Z_d}\right)$, v_L : Yük açısı değeridir.

Dinamik analizde motorun çözümü, önceden belirlenen çalışma parametreleri istenilen aralıkta ve istenilen adım aralığında değişken olarak tanımlanarak sonlu elemanlar yöntemi ile yapılır ve performans parametreleri ortaya konur. Devir hızı değişken olarak tanımlanarak dinamik analiz yapıldığında elektromanyetik tork **Grafik 1**'deki gibi oluşur. Yine devir hızına bağlı olarak elde edilen verim ve şebekeden çekilen akım **Grafik 2**'de verilmiştir.



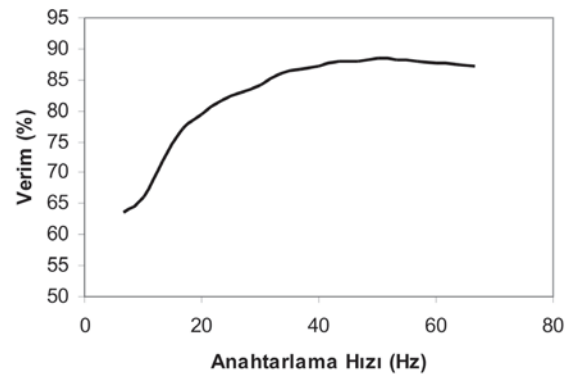
Grafik 1. Tork-Hız Karakteristiği



Grafik 2. Devir Hızı- Verim/Akım Grafiği

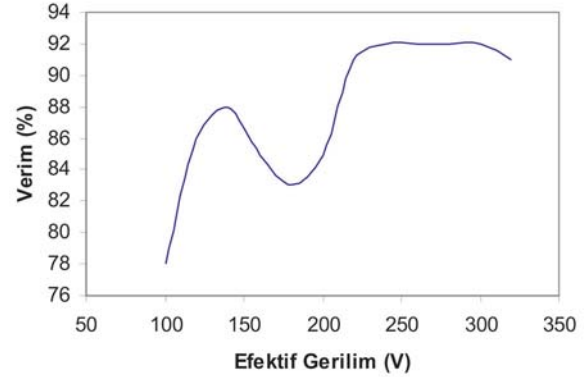
Motorun dinamik analizi sonucu elde edilen veriler veritabanına aktarılır. Bu veriler hidrolik analizde giriş verisi olarak kullanılır. Hidrolik analiz sonucu belirlenen pompa parametreleri de motor tasarımında optimizasyon için kullanılır.

Motorun istenen su gücünü, minimum enerji kullanımını sağlamak ve istenen devir sayısında çalıştırabilmek için sürücü kullanılmaktadır. Sürücü devresi, sistemin o anki yük profilini belirleyerek anahtarlama hızı ve besleme gerilimini uygun değere ayarlar. Anahtarlama hızı motor devir hızının değişiminde ana etkindir. Yapılan tasarımın anahtarlama hızına bağlı veriminin değişimi **Grafik 3**'te verilmiştir.



Grafik 3. Anahtarlama Hızı - Verim

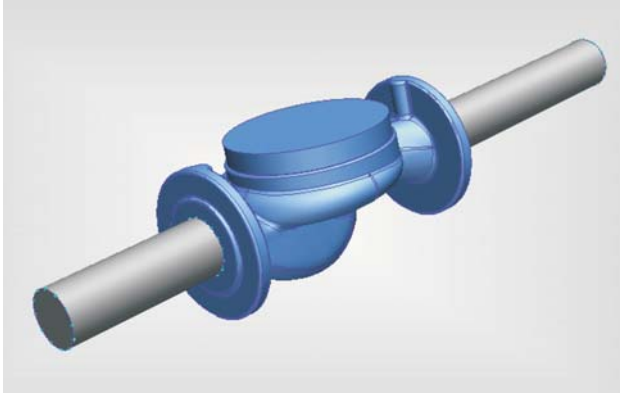
Sürücü devresi benzer şekilde motora uygulanan gerilimin efektif değerini değiştirerek, elektromanyetik tork değerinin değişmesini sağlar. Yapılan tasarımın besleme geriliminin efektif değerine bağlı veriminin değişimi **Grafik 4**'te verilmiştir.



Grafik 4. Efektif Besleme Gerilimi - Verim

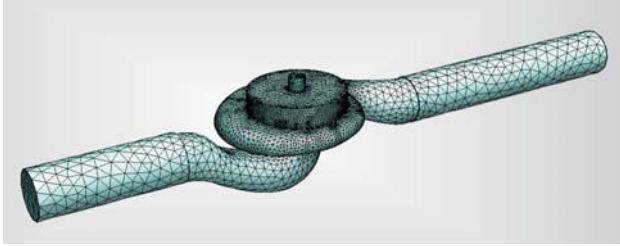
3.2. Pompa Performans Eğrileri ve Akış Alanının Belirlenmesi

Akış incelemeleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma sonucu sirkülasyon pompasına ait performans eğrileri elde edilmiş ve pompa akış alanları incelenebilmiştir. Pompa akış analizinde katı modelin analize uygun hale getirilmesi için salyangoz ve fan katı modellerine ek olarak analizde Dönel Bölgeyi tanımlayacak fanı çevreleyen 3 boyutlu bir parça oluşturulmuştur. Yine modelde suyun salyangoza giriş ve çıkış hacimlerini tanımlayacak bölgelere yerleştirilen uzun silindirik hacimler oluşturulmuştur. Bu işlemlerden sonra CFD analizi için gerekli olan katı model hazırdır. (**Resim 2**)



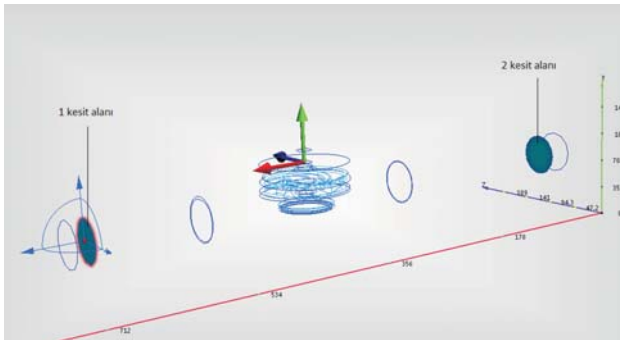
Resim 2. Sirkülasyon pompasının katı modeli.

Daha sonra analiz ile elde edilmek istenen büyüklükleri çözümde verecek olan sınır koşulları olan debi, basınç ve devir sayısı değerleri tanımlanmıştır. Analizlerde su giriş yüzeyinde debi, çıkış yüzeyinde ise basınç değerleri sınır koşulları olarak tanımlanmış sonuçta giriş basıncı elde edilmiştir. Ağ yapısı (mesh) işleminde analiz için en kritik bölge olan (yüksek hızda, zamana bağlı) fan ve çevresi için ince ağ, fandan uzaklaştıkça daha kaba ağ kullanılmıştır. (Resim 3)



Resim 3. Fan, dönen bölge ve akışkan hacmi ağ yapısı.

Çalışma sonucunda altı farklı debi değeri için çözümler yapılmış ve bu debilerdeki basma yüksekliği değerleri ile tork değerleri elde edilmiştir.



Resim 4. Su Giriş ve Çıkış Hacimlerinde Kesit Alanları.

Pompanın basma yüksekliği Resim 4'te gösterilen 1 kesit alanı ile 2 kesit alanı arasında Bernoulli Eşitliği (2) yazılarak hesaplanmıştır.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_e \quad (2)$$

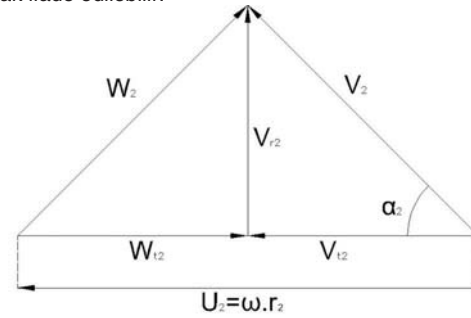
Bu eşitlikte P_1 ve V_1 sırasıyla 1 kesit alanındaki basınç değeri ve ortalama hız değerini ifade ederken, P_2 ve V_2 yine sırasıyla 2 kesit alanındaki basınç değeri ve ortalama hız değerleridir. H , pompanın basma yüksekliği, h_e ise kot farkıdır.

Bu eşitlikten elde edilen H basma yüksekliği değeri sürücü motor tarafından pompaya aktarılan güç değerinin hesaplanması için kullanılmıştır. Tork değerleri CFD programının tork çıktıları dosyasından okunmuştur. Bu değer motorun akışkana fanın girişi ve çıkışı arasında kazandırdığı açısal momentum olarak ifade edilebilir.

(3) denklemi tork değerinin hesaplanmasında kullanılan eşitliğin ifadesidir.

$$T = \rho \cdot g \cdot (r_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2 - r_1 \cdot V_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (3)$$

Bu eşitlikte $V_2 \cdot \cos \alpha_2$ Resim 5'te görüldüğü gibi mutlak açısal hız V_{12} olarak ifade edilebilir.



Resim 5. Fan çıkış hız üçgeni.

Pompaya ait hidrolik verim değeri analiz sonucu elde edilen basma yüksekliği ve tork değerleri kullanılarak (4) denklemi ile hesaplanmıştır.

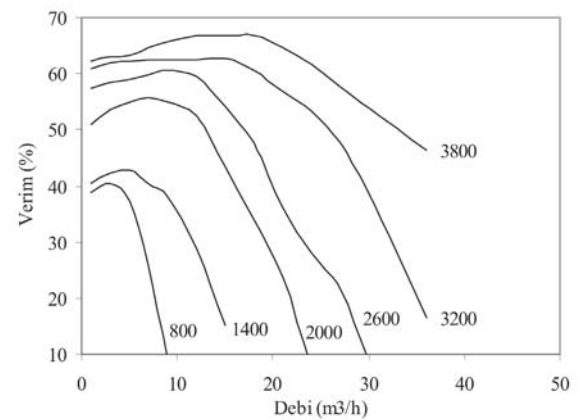
$$\eta_h = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{T \cdot \omega} \quad (4)$$

4. SONUÇ

Sirkülasyon pompalarında verim hesabı en basit şekilde motorun verimi ile pompanın veriminin çarpımıdır.

$$\eta_{Sistem} = \eta_{motor} \times \eta_{pompa} \quad (5)$$

Tasarımın amacı sistem veriminin maksimum olmasıdır. Bu sebepten elektriksel tasarımın analizi sonucu ortaya çıkan veriler, hidrolik tasarımın analizinde girdi olarak kullanılarak maksimum sistem verimliliği sağlanmaya çalışılır. Toplam sistem verimi, farklı hızlar için yapılan analizinde Grafik 5'teki gibi değerler elde edilir.



Grafik 5. Farklı Devir hızları için Debi-Sistem Verimi.

KAYNAKLAR

- [1] DIRECTIVE 2005/32/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 6 July 2005 establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-using products.
- [2] Miller T. J. E., "Brushless Permanent Magnet and Reluctance Motor Drives", pp 28-33, Oxford University Pres, Oxford, 1993.

SUMMARY

A circulation pump is a combination of a pump and an electric motor where the pump is made of an impeller and pump body. Electric motor is used to provide required torque and power for the impeller. Today whether legal regulations or awareness of consumers or competitive market rules forces companies to design and to produce more efficient, smaller and low cost products. These projects are long term R&D projects with an intense work load, which requires parallel design of pump and motor. Also high investment is necessary for such projects.

Engineers and companies may spend less time and money for design process by using computational design and simulation software. Also these software reduces probability of mistakes during calculations. Additionally simulations enable the design engineers to increase the manufacturability.

These computational designs provide engineers to change each parameter one by one, and analyze effects of this specified parameter over outputs such as system efficiency, pump head, output power and torque. In this way designers could optimize their designs by making these analyses.

For instance, performance parameters for a circulation pump can be derived by experimental methods. However making these experiments has some disadvantages like, long testing periods, difficulties of determining flow in the pump, cost of production or providing required test conditions. Today using finite element methods by Computational Fluid Dynamics which could perform three dimensional flow analyses, flow characteristics in a pump can be examined. As a result performance parameters of the pump can be obtained.

In this study, examinations of flow characteristics are made and designs are optimized using performance parameters. Aim of this analysis is to determine characteristics of pump and to examine flow at different working conditions (flow and rotational speed). Also pressure distribution over impeller and pump body is obtained by structural analyses by means of the FEA methods. Designers can examine disorder in flow volume, endurance of pump parts and characteristics, and can easily perform required changes in the design.

As a result if motor and pump design would performed simultaneously then design of a circulation pump can be achieved which offers maximum system efficiency in desired output parameters.

MATERIALS IN CONTACT WITH DRINKING WATER

Christopher BOCHATON
PROFLUID

ABSTRACT

Dealing with materials and products in contact with drinking water is a challenge for suppliers in Europe. Indeed, despite several attempts to harmonize the systems, under umbrella of the Construction Products Directive, manufacturers have to deal with multiple national schemes, such as ACS in France, KIWA in the Netherlands or WRAS in UK.

The presentation will focus on the main existing schemes in Europe, in order to highlight the common points and differences. The status of the different works (regulatory, normative) in order to improve the situation will be presented as well.

1. INTRODUCTION

The European Union has been built on the idea of creating a free trade area, by removing administrative and technical barriers. This idea has lead, over the past 40 years, to a huge effort of harmonization of regulations, with the common application of European Directives in all Member States, stated by the CE Marking.

Examples of fields where the situation is simpler than before are numerous. In the field of pumps and valves, one could cite Pressure Equipment, ATEX or Low Voltage Directives. All of these texts, although being of complex use, have created a common framework and understanding across Europe. The target is reached: a product which conformity has been proven in any Member State can be sold all over the European Union. Not so long ago, every country had their own regulations and standards. Mutual recognition was only a wish...

However, this tentative for harmonization of technical criteria faces difficulties in some fields. Materials in contact with drinking water are one of those.

Indeed, over the last 20 years, some European Member States have developed specific regulations, standards or processes to assess the suitability of materials and products for installation into drinking water networks. Based on national expertise, pushed by local interests, and now at the heart of a profitable market, these schemes are not open to mutual recognition, and in many cases, are not compatible one with the others.

Equipment manufacturers are the main victims of this lack of

harmonization. Not only have they to manage specific demands from customers, different habits from different markets, pressure on costs etc., they also have to deal with different requirements on materials and products. These different requirements all come with their processes for attestation of conformity, with fixed costs. Thus, a pump manufacturer will have to go through a complete, complex and expensive procedure to get an approval to sell the product in France. If he also wants to sell in UK, he will have to go through another complete procedure, with no guarantee of success, as some criteria are different.

This, of course, can be considered as a barrier to trade and therefore should be tackled by European Authorities. This paper will show why this is still not the case in 2011.

Moreover, this complexity and addition of costs has an impact on innovation. As we will also see in this paper, different schemes have lead to different approaches, possibly contradictory. Finally, it has created a split of European market, whose consequence is the difficulty to reach an acceptable return on investment. It is also increasingly difficult to motivate suppliers to invest and develop new materials. We can conclude that innovation in the field of product for use with clean water suffers from the situation.

These statements are not new, and we will focus on the different initiatives to improve the situation. It is not easy to clearly understand who is responsible for what, and this paper aims to give a better overlook of the processes to the reader.

2. CONTEXT

While European Union can be seen as an entity by itself, it is also made of 27 different countries, with national regulations, national certifications, notified bodies etc. Below is an overview of the main context elements.

2.1. European Regulation

2 Directives are relevant at European level:

2.1.1. Drinking Water Directive 98/83/EC

This Directive is about the quality of water intended for human consumption. This is a "result-oriented" Directive: it sets minimum requirement for the quality of drinking water at the point of use (outlet of taps). Minimum microbiological, organoleptic and chemical parameters are set (see **Table 1**) and the influence of products installed on the network is treated by article 10:

"Member States shall take all measures necessary to ensure that no substances or materials for new installations used in the preparation or distribution of water intended for human consumption or impurities associated with such substances or materials for new installations remain in water intended for human consumption in concentrations higher than is necessary for the purpose of their use and do not, either directly or indirectly, reduce the protection of human health provided for in this Directive; the interpretative document and technical specifications pursuant to Article 3 and Article 4 (1) of Council Directive 89/106/EEC of 21 December 1988 on the approximation of laws, regulations and administrative provisions of the Member States relating to construction products (1) shall respect the requirements of this Directive."

While being relatively vague, this article states that products installed for preparation and distribution of drinking water shall not modify the quality of the water beyond the limits set in the Drinking Water Directive 98/83/EC. It also transfers the responsibility of this task to the Construction Products Directive 89/106/EEC.

Table 1. Microbiological Parameters Set In The Drinking Water Directive

Parameter	Parametric value (number/100 ml)
Escherichia coli (E. coli)	0
Enterococci	0

2.1.2. The Construction Products Directive 89/106/EEC

It sets essential requirements for construction works (e.g. buildings) but is applied through the declared performance of the constituents of the constructions works: the construction products. For example, the mechanical resistance of the building is an essential requirement from the Directive but is actually ensured by an appropriate choice of materials and products.

As there are many ways to ensure mechanical resistance of a building and that the expectations and uses are different from a market to another, the application of Construction Products Directive relies on the declaration of performance of each and every product. Whenever possible, European standards are written to describe how to measure/calculate this level of performance. Several hundreds of such standards, also called "harmonized standards", have been published so far.

Based on these elements, one of the important aspects of the Construction Products Directive is the fact that it doesn't harmonize the requirements on the products, but only the test methods. Therefore, this Directive can be considered as means-oriented, but with a great margin of interpretation in its implementation. In particular, the Directive has very limited power to impose "pass/fail" criteria for authorization or ban of a product from the internal market.

Another important aspect is the fact that this Directive was written to "approximate the laws, regulations and administrative provisions of the Member States relating to construction products". It basically means that the Directive aims to create harmonized test methods for product performances, to be used in Member States that already have a regulation concerning these performances. In the case of products in contact with drinking water, only a few Member

States have regulations into force. Consequently, all the works that could be engaged will aim to harmonize the test methods between a small portion of the Member States, creating more confusion among the others.

Table 2. The Essential Requirements Of The Construction Products Directive

1	Mechanical resistance and stability
2	Safety in case of fire
3	Hygiene, health and the environment
4	Safety in use
5	Protection against noise
6	Energy economy and heat retention

Table 3. Details Of Essential Requirement #3 "Hygiene, Health And The Environment"

The construction work must be designed and built in such a way that it will not be a threat to the hygiene or health of the occupants or neighbors, in particular as a result of any of the following	
✓	The giving-off of toxic gas
✓	The presence of dangerous particles or gases in the air
✓	The emission of dangerous radiation
✓	Pollution or poisoning of the water or soil
✓	Faulty elimination of waste water, smoke, solid or liquid wastes
✓	The Presence of damp in parts of the works or on surfaces within the works

As we can see, under hygienic requirements, the Construction Products Directive requires that the products shouldn't threat the health of occupants. Therefore, there was a need to create european standards that could be used by industrials and national authorities.

The typical procedure for implementation of Construction Products Directive is as follows.

Table 4. Typical Process to Set CE Marking Rules

The typical procedure for implementation of Construction Products Directive is as follows.	
1	European Commission sends an order for new standards to CEN/CENELEC. This "order" is called a Mandate
2	CEN/CENELEC studies the Mandate, and after consultations, remarks..., accepts it.
3	Technical Committees write the necessary standards Test standards Product standards
4	Once completed, the standard is checked by a consultant to verify compliance with the Mandate
5	The standard follows the usual procedure : formal vote, translation, publication by every Member State
6	The standard is cited in the Official Journal of European Union : it is now an harmonized standard
7	Industrials can use this standard to make the declaration of performance on their products and put the CE Marking.

In the field of products in contact with drinking water, the Mandate M/136 was released in May 2001. It was specifically indicated that product standards should be developed for pumps and valves. The complexity of the legislative context and of the technical

aspects quickly incited the European Commission to work on harmonization at upper level of the regulatory and technical requirements.

This was the European Acceptance Scheme (EAS) project. The Mandate M/136 was revised in 2006 to reflect this initiative. EAS project involved many experts from the industry, from standardization committees, from national authorities. Unfortunately, after many years of effort, it didn't come to a consensus and was abandoned. As a result, Mandate M/136 has been revised once again at the end of 2010, in order to delete all references to EAS.

The situation is now back to lower expectations : trying to develop test methods that are common in all Member States and specify in the product standards which test methods should be used to assess the fitness for contact with drinking water. Limits for acceptability of products on markets are let at the appreciation of the Member States.

2.2. National Systems

4 Member States have, over the years, put in place structured systems to assess compliance of materials and products for use in drinking water installations.

These countries are France, Germany, Great Britain and the Netherlands. At a lower level, Italy has also published a decree.

2.2.1. France : Attestation de conformité sanitaire (ACS)

French scheme is mandatory by law. All materials and products that are intended to be in contact with drinking water must go through the ACS process to be put on the market.

The scheme was created in 2003, on a voluntary basis, and has been mandatory since end of 2006. 3 laboratories are entitled to conduct the analysis and tests.

Table 5. Main Elements From French Scheme (ACS)

CONTEXT	- Mandatory 3 entitled laboratories (by French Health Ministry) - Limited mutual recognition with UK, Germany, Netherlands and Belgium
PRINCIPLE	- Two complementary schemes : material approval and product approval - Material approval is based on positive lists of substances and tests - If the product is made only of approved materials, there is no further testing - If not all materials are approved, tests are conducted - The approval is given for 5 years
TECHNICAL ELEMENTS	- Materials are fully tested : - Organoleptic parameters, migration, cyto-toxicity, GC-MS. - European schemes such as WRAS, KIWA are recognized up to 5% of wet surface - French standards are used - No factory audit

It lies on a 2-level approach:

- Approval of the materials
- Approval of the assembled products

Besides cost and duration of the process, the main issues are with material suppliers:

- It is sometimes difficult to convince them to communicate their chemical formulations to the laboratories

- They can consider that French market is too small to invest in such an approval: choice for pump and valve manufacturers becomes small.

The French system, while fully operational, can also be criticized for its lack of transparency: there is no public list of approved materials or products. Market surveillance is also quite limited, but stakeholders are aware of this regulation and usually ask for the certificates.

2.2.2. Germany : DVGW-Cert

Table 6. Main Elements From German Scheme (DVGW-Cert)

CONTEXT	- A voluntary scheme, but necessary on the market - Ruled by DVGW 4 entitled laboratories - Mutual recognition : Switzerland (SVGW) and Austria (OVGW)
PRINCIPLE	- Doesn't consider assembled products : all components are tested separately - All substances in materials must comply with positive lists of substances - Certification is good for 5 years
TECHNICAL ELEMENTS	- All components are tested separately : - Organoleptic parameters, migration, microbial growth, GC-MS, etc. - KTW certification for organic materials is taken into account - Conversion factors are applied to reflect the real contact time - Audits are necessary for full certification - Uses German standards

DVGW-Cert scheme suffers from the fact that it is not mandatory, so, not complying products can enter the market. However, main manufacturers ask for the certification. The list of approved products is available on DVGW website.

2.2.3. Great Britain: Regulation 31

Great Britain has transposed the European Drinking Water Directive. This is the Regulation 31 of water distribution. Several means are possible to demonstrate compliance. Below are the 2 main systems.

Table 7. Main Elements From British Scheme (Regulation 31)

CONTEXT	- Regulation 31 of water distribution is the transposition of Drinking Water Directive - Mandatory for the water companies - Under responsibility of Drinking Water Inspectorate (DWI) 4 laboratoires habilités
PRINCIPLE	10 product families are concerned (from treatment to delivery) - Approval has no expiration date - There is a list of approved products on internet, it is updated every year
TECHNICAL ELEMENTS	- No conformity of substances to positive lists is required - All components are tested separately according to BS6920 : - Organoleptic parameters, microbial growth, migration (including from metals), GC-MS - No audit is needed

The British schemes, and especially WRAS, are often criticized because of the length of the process (usually more than 6 months). On the other hand, it can be saluted for its excellent communication tools, such as the user-friendly website.

Table 8. Main Elements From British Scheme (WRAS)	
CONTEXT	- One of the means to show compliance to Regulation 31 - Applies to building and sanitary products mainly - Ruled by WRAS 4 entitled laboratories - No mutual recognition, unless tests were conducted according to BS6920
PRINCIPLE	- Deux schemes : - Materials - Assembled products (with WRAS materials, or with tests on every components, separately, according to BS6920) - Approval is good for 5 years - An internet database gives access to all approved materials and products
TECHNICAL ELEMENTS	- No conformity of substances to positive lists is required - All components are tested separately according to BS6920 : - Organoleptic parameters, microbial growth, migration (including from metals) - No GC/MS - No audit is needed

Moreover, WRAS has gained some international recognition, and thanks to their relative transparency, material suppliers are often willing to get WRAS approvals.

2.2.4. The Netherlands : KIWA-ATA

Table 9. Main Elements From Netherlands Scheme (KIWA-ATA)	
CONTEXT	- Mandatory, as a transposition of Drinking Water Directive - Concerns only plastic or rubber made products - Will shortly be extended to products including metal - Under responsibility of KIWA – ATA (governmental part of KIWA) - One laboratory : KIWA
PRINCIPLE	- Certification is valid as long as annual fees are paid and audits are OK - Is based on Dutch regulations - Uses mainly European standards for tests
TECHNICAL ELEMENTS	- Conformity to positive lists is studied, but 100% compliance is not strictly needed - Products are tested in assembled condition : - Organoleptic parameters, microbial growth, migration, GC-MS - At least one audit per year, with product verification

KIWA-ATA is considered as very severe, however, it is successful and KIWA is recognized as one the best experts in the field of water quality. The fact that KIWA is also a private laboratory with financial objectives created an aggressive policy, with the will to gain new markets.

2.2.5. Italy: Decreto 174

Italy should be cited as well because they also have introduced a mandatory system. It is quite similar to the French approval scheme.

However, due to severity of certain aspects, including metal compositions and accepted migration levels, worsened by the fact there is no accredited laboratory, the scheme has little success. The few industrials that are applying the scheme are doing it on basis of auto-declaration.

2.2.6. How applicable is it?

The goal of these different procedures is always the same: detect all potential influence of the product on the water. It is then logical

that the schemes have a lot of common aspects. However, the schemes were all developed at national levels, which lead to different test protocols and different acceptance thresholds.

This situation is extremely difficult to handle for industrials:

- Multiple bills of materials are usually required to sell in different markets
- In some cases, there is technical impossibility to sell in all markets
- Administrative burden is very heavy and costs are high
- Discussions with suppliers are never-ending

3. STANDARDIZATION

As we have seen in the previous chapter, the situation is completely split by countries. However, when looking into details, we realize that the processes are not so different from one country to another. For instance, they all analyze organoleptic parameters and they all conduct migration tests.

Unfortunately, during the last years, each country has developed their own methods, with input from their laboratories, their authorities and their industrials.

Thus, the task of unifying all these different methods and create consensus around new European standards has been given to CEN by the European Commission, with the Mandate M/136. The group in charge of creating and revising all the test methods is CEN/TC164/WG3.

The standards under responsibility of CEN/TC164/WG3 has shown in **Table 10**.

These standards will be used as a tool box to write the test procedures in the product standards. The product Technical Committees, such as CEN/TC197 for pumps, CEN/TC69 for industrial valves or CEN/TC164/WG14 for building valves, will have to revise existing standards or create new standards. These standards will indicate clearly to the industrials and laboratories which tests must be conducted to declare the performance of the product in terms of compatibility with drinking water.

This will not be an easy task. Indeed, a pump can be made of many different materials, and the product standard should cover all possibilities. Then, certain methods can only be applied on separate components, while some methods are suitable for an assembled product.

Biggest difficulties to expect so far are:

- The microbial growth method**

3 methods exist in Europe (ATP measure in NL, Mean Dissolved Oxygen Depletion in Great-Britain and Biomass volume in Germany). These 3 countries are all promoting their method, which all have their pros and cons, and they can't be correlated. The envisaged solution is to write a standard including the 3 methods and specify which method is the most suitable for each material. For example, EPDM rubbers would be tested only by ATP method while PPO polymers would be tested with the Biomass method. Then, how to test a complete assembled product with multi materials is still an open question...

Table 10. Standards and Future European Test Standards for Materials in Contact With Drinking Water

Organoleptic assessment	EN 1420-1	Determination of odor and flavor assessment of water in piping systems – Part 1: Test method	Published, under revision
	EN 13052-1	Determination of color and turbidity assessment of water in piping systems – Part 1: Test method	Published
	EN 14395-1	Organoleptic assessment of water in storage systems – Test method	Published
	EN 14718	Determination of the chlorine demand – Part 1: Test method	Published
Migration non-metallic, non-cementitious	EN 12873-1	Test method for non-metallic and non-cementitious factory made products	Published, under revision
	EN 12873-2	Test method for non-metallic and non-cementitious site-applied materials	Published
	EN 12873-3	Test method for ion exchange and adsorbent resins	Published
	EN 12873-4	Test method for water treatment membranes	Published
	?	Prediction of migration from organic materials using mathematical models	In progress
Microbial growth	?	Influence of organic materials on water intended for human consumption – Enhancement of microbial growth	In progress
Metallic Materials	EN 15664-1	Dynamic rig test for assessment of metal release – Part 1: Design and operation	Published
	EN 15664-2	Dynamic rig test for assessment of metal release – Part 2: Application of defined Test waters	In progress
	EN 15664-3	Dynamic rig test for assessment of metal release - Part 3: Guidelines for data interpretation	In progress
	EN 16056	Passivity test for Stainless steel	In progress
	EN 16057	Compliance test for surface properties: Lead on surface	In progress
	EN 16058	Dynamic rig test for assessment nickel release from nickel/chrome or nickel plated products	In progress
Cementitious Products	EN 14944-1	Part 1: Influence of migration from factory made cementitious products on the organoleptic parameters	Published
	EN 14944-2	Part 2: Influence of migration from site applied cementitious products and associated non-cementitious products on the organoleptic parameters	Frozen
	EN 14944-3	Part 3: Migration of substances from factory made cementitious products	Published
	EN 14944-4	Part 4: Migration of substances from site-applied cementitious products and associated non-cementitious products	Frozen
Unsuspected organic substances – GC/MS	EN 15768	The GC-MS identification of water leachable organic substances from materials in contact with water intended for human consumption	In progress

• Tests for metals

This is especially the case for the standard about release of nickel from Ni or Ni-Cr plated surfaces. This test lasts 6 months and needs 5 samples of each product. This doesn't seem realistic, for industrials and for laboratories as well.

• GC/MS

Gas chromatography-mass spectrometry is a test that is commonly used to detect unsuspected substances. This is considered necessary because in some processes (rubber vulcanization for example), new substances are generated. It is a complex method, which requires investment from the laboratories. The main issue encountered is with the interpretation of results.

Mandate M/136, which is the order from the European Commission to write all these standards, precises that the European Commission will provide technical guidance to the standard writers.

However, and unfortunately, European Commission has few resources and little expertise in that field. Therefore, they mainly base their guidance on the 4 Member States group conclusions.

4. THE 4MS

Great-Britain, Germany, The Netherlands and France, because they have the most expertise in this field, were the main source of reflections when the European Commission tried to create the

"European Acceptance Scheme". When it became obvious that EAS would not succeed because of complexity of the European legislation and never-ending technical questions, the 4 countries decided to continue their works.

But the target had changed: instead of providing expertise to the European Commission in order to create a complete harmonized system that would work for the 27 different countries, they decided to work in order to harmonize their methods, and their requirements.

The 4 Member States are claiming no responsibility for the difficulties on the European market; their goal is to improve the situation in their own countries, by adopting common practices with the 3 others, on a regulatory basis: they modify national laws and practices according to the agreements found in Working Groups. The 4MS group is actually a group of regulators from France, GB, NL and Germany, not open to other stakeholders.

Thus, over the last few years, the 4MS group has published conclusions about metallic materials, about positive lists of substances for organic materials and for assessment of new organic materials. On request of European Commission, they also have provided technical guidance to help the standards writers. Their task is far from being finished, as they still have to complete works about organic and cementitious materials. Overall, they have to treat the case of complex assembled products.

Table 11. Example of Proposal From The 4MS For Composition: Copper-Zinc-Lead Alloy

Constituent	Content (%)	Impurity	Maximum (%)
Copper	≥ 57,0	Antimony	0,02
Zinc	Remainder	Arsenic	0,02
Lead	≤ 3,5	Bismuth	0,02
Aluminium	≤ 1,0	Cadmium	0,02
Iron	≤ 0,5	Chromium	0,02
Silicon	≤ 1,0	Nickel	0,2
Tin	≤ 0,5		

The 4MS have made official their collaboration in February 2011, by signing a memorandum of “good will”, in order to continue their works with commitment to look for the best solutions. This memorandum also states that the group is open to any country which is willing to collaborate.

All stakeholders are eager to see the results of these negotiations and are, more than ever, willing to be part of the process.

5. CONCLUSION

As we have seen in this paper, the situation is complex. Many stakeholders with different interests, lots of complementary working groups are interfering in a highly technical field.

However, there are good reasons to hope for an improvement. Indeed, stakeholders can observe a real acceleration of the works, under the double input of the European Commission and the 4MS.

The European Commission, having stated that the complete harmonization scheme (EAS) will not work, has set lower objectives, which now look feasible. The target is now to have harmonized product standards that will rely on common test methods over Europe. Even if the 27 Member States keep the power to set different acceptance levels for each tested parameter, the test results will be recognized everywhere. This is already a great step forward for the industrials, in terms of administrative burden and costs.

The 4 Member States group (France, Great Britain, The Netherlands and Germany) have a more ambitious target. They are aiming at a total compatibility between their own regulations, with the same test procedures and the same levels of acceptance.

Their recent memorandum, clearly stating that the group is open to other participants, also shows they are willing to create an impulse over all Europe.

Of course, a lot remains to be done and the works will still last for years. It is the role of the industrials, with support from their national and European associations, to claim for their interests. This dedication to be an active part of working groups, to be present when it needs and to share the information with the manufacturers is the best way to proceed to finally come to a safe but fair European market for products in contact with drinking water.

SİRKÜLASYON POMPASINDA KULLANILAN SABİT MIKNATISLI MOTOR SÜRÜCÜSÜNÜN BİLGİSAYAR ORTAMINDA FONKSİYONEL MODELLEMESİ

Deniz GÖRÜŞ

Alarko - Carrier San. ve Tic. A.Ş.

ÖZET

Bu çalışmada, fırçasız doğru akım motoru ve sürücüsü Matlab/Simulink programında modellenerek farklı matematiksel parametreler ile analiz sonuçlarının elde edilmesi amaçlanmıştır. Matematiksel modelde kullanılan motor parametreleri motor tasarım programından alınmıştır. Sürücü ve kontrol algoritması çalışmaları sirkülasyon pompasının çalışma özelliklerine göre belirlenmiştir. Sürücü modelini farklı anahtarlama frekanslarında ve doluluk oranlarında çalıştırarak motorun hızı ve torku üzerindeki etkileri incelenmiştir. Motorun hız ve tork çıktılarının matematiksel ifadeleri elde edilmiştir. Bu şekilde değişken hızlı sirkülasyon pompalarında kullanılan fırçasız doğru akım motorlarının çalışma karakteristikleri elde edilerek motor ve sürücü parametrelerinin pompanın üzerindeki etkileri yorumlanmıştır.

1. GİRİŞ

Enerji verimliliği günümüzde, her alanda olduğu gibi sirkülasyon pompaları için de en önemli konulardan biridir. Gerek Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği ve Eko-tasarım Direktifi [1] (641/2009) gibi yasal düzenlemeler, gerek tüketicilerin bilinçlenmesi gerekse üretici firmaların daha duyarlı davranmasıyla yüksek verimli pompalar kullanılmaya başlanmıştır. Sirkülasyon pompası motoru gibi, nispeten küçük güçlü motorlarda en yüksek verimi sağlamak amacıyla farklı tasarımlar uygulanmaktadır. Bunlar Sabit Mıknatıslı Senkron Motor (SMSM – Permanent Magnet Synchronous Motor-PMSM) veya Fırçasız Doğru Akım Motoru (FDAM – Brushless DC Motor-BLDC) olarak adlandırılan motorlardır.

Fırçasız doğru akım motorlarında yüksek verimi komutasyon işlemini elektronik olarak sağlayan “sürücü” sağlar.[2] Bu tip motorları sürmek için literatürde farklı kontrol yöntemleri mevcuttur. Çalışma şartları ve motor tasarımına göre bu kontrol yöntemlerinden biri belirlenir. Analiz yapabilmek için kontrol algoritmasındaki değiştirilebilir parametrelerin sistem çalışmasına etkisi farklı değerlerde incelenmelidir. Kontrol parametreleri belirlendikten sonra değişimlerinin sistem çalışmasına etkisi matematiksel olarak ifade edilebilir. Böylece sirkülasyon pompasının çalışma karakteristiği hakkında önemli bilgiler elde edilir.

2. FIRÇASIZ DOĞRU AKIM MOTORU

Fırçasız doğru akım motoru komutasyon işlemini mekanik olarak değil, elektronik olarak sağlayan bir motor türüdür. Uygulamamızda kullandığımız motorda sürekli mıknatıslar, dönen rotor üzerine monte edilmiş vaziyettedir ve stator bobinleri rotoru çevreleyecek şekilde yerleştirilmiştir. Elektronik komutasyon tekniği ile bobinler uygun zamanlama ile enerjilendirildiğinde rotor dönmeye başlar.

Fırçasız doğru akım motorunun matematiksel ifadesi şu şekildedir:[3]

1) Komutasyon süresince faz akımlarına ait durum denklemleri:

$$i_a + i_b + i_c = 0 \quad (1)$$

$$i_a' = \frac{1}{3(L+M)} [2V_d - 3Ri_a + E_b + E_c - 2E_a] \quad (2)$$

$$i_b' = \frac{1}{3(L+M)} [-V_d - 3Ri_b + E_a + E_c - 2E_b] \quad (3)$$

$$i_c' = \frac{1}{3(L+M)} [-V_d - 3Ri_c + E_a + E_b - 2E_c] \quad (4)$$

2) İletim süresince akımlara ilişkin denklemler:

$$i_c = 0 \quad (5)$$

$$i_a + i_b = 0 \quad (6)$$

$$i_a' = \frac{1}{2(L+M)} [V_d - 2Ri_a + E_b - E_a] \quad (7)$$

$$i_b' = \frac{1}{2(L+M)} [-V_d - 2Ri_b + E_a - E_b] \quad (8)$$

3) Motorun mekanik denklemleri fazların komutasyon ve iletim süresinde aynıdır:

$$w' = \frac{1}{J} (T_e - T_m - Bw) \quad (9)$$

Sürücü modelinde Matlab/Simulink programında bulunan “Permanent Magnet Synchronous Machine” kullanılmıştır. Trapezoidal besleme ile çalışan “PMSM motor” uygulamamızdaki fırçasız doğru akım motoru ile aynı matematiksel denklemlere ve modele sahiptir. Motor modelinde kullanılan ve **Tablo 1**'de verilen parametreler motor tasarım programından elde edilen analizler sonucunda elde edilmiştir.

Tablo 1.

V_d	DC bara gerilimi
E_a, E_b, E_c	Zıt Elektromanyetik Kuvvet gerilimleri
R	Stator direnci
L	Özendüktans
M	Karşılıklı endüktans
T_e	Elektriksel yük momenti
T_m	Mekanik yük momenti
J	Eylemsizlik momenti
B	Sönüm katsayısı
w	Açısal hız

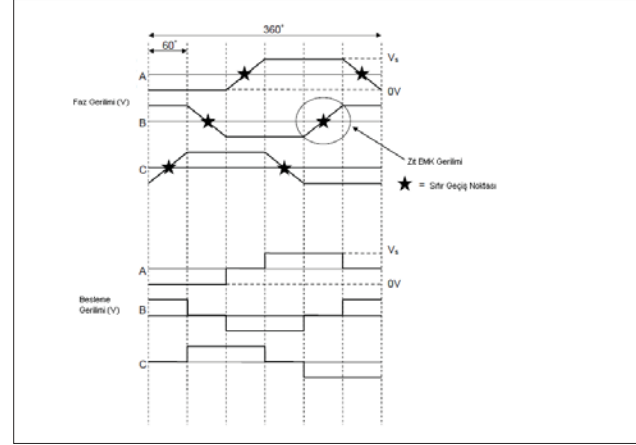
3. SÜRÜCÜ DEVRESİ

Fırçasız doğru akım motorlarında komutasyonun sağlanması için sürücüye rotorun konum bilgisinin sensörlerle aktarılması gerekir. Sürücü devresi ise sensörlerden gelen bilgileri değerlendirerek o andaki yük profiline göre bu yükte motorun çalışmasını optimize ederek rotor dönüş hızını kontrol eder.

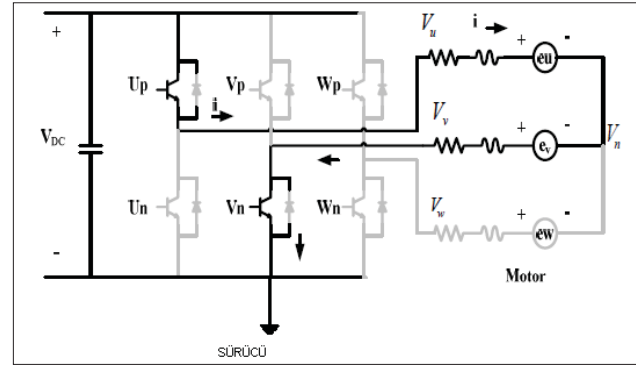
Ancak bizim uygulamamızda sirkülasyon pompasında kullanılan fırçasız doğru akım motoru ıslak rotorlu olduğu için motor çıkışlarında sensör kullanılmadığından sensörsüz kontrol uygulanmaktadır. Sensörsüz kontrol ile sürülen motorlarda rotor pozisyonu bilinmediği için hız ve pozisyon bilgileri farklı matematiksel yöntemlerle hesaplanır. Kullandığımız yöntem Zıt EMK voltajının sıfır geçiş noktasını algılayarak 6-step trapezoidal dalga kontrolüdür.

3.1. Kontrol Yönteminin Çalışma Algoritması

Fırçasız doğru akım motorunun yüksek verimde sürülebilmesi için rotorun pozisyon bilgisi gereklidir. Ancak seçilen kontrol yönteminde pozisyon bilgisi sensörlerden değil zıt EMK geriliminde elde edilir. Zıt EMK bobin içerisindeki kuvvet çizgilerinin değişiminden dolayı oluşan zıt elektromotor kuvvet gerilimidir. Fırçasız doğru akım motorunda besleme gerilimi aynı anda iki faza verildiği için 3. fazda enerji yoktur ve endüklenen zıt EMK bu 3. fazdan ölçülür.



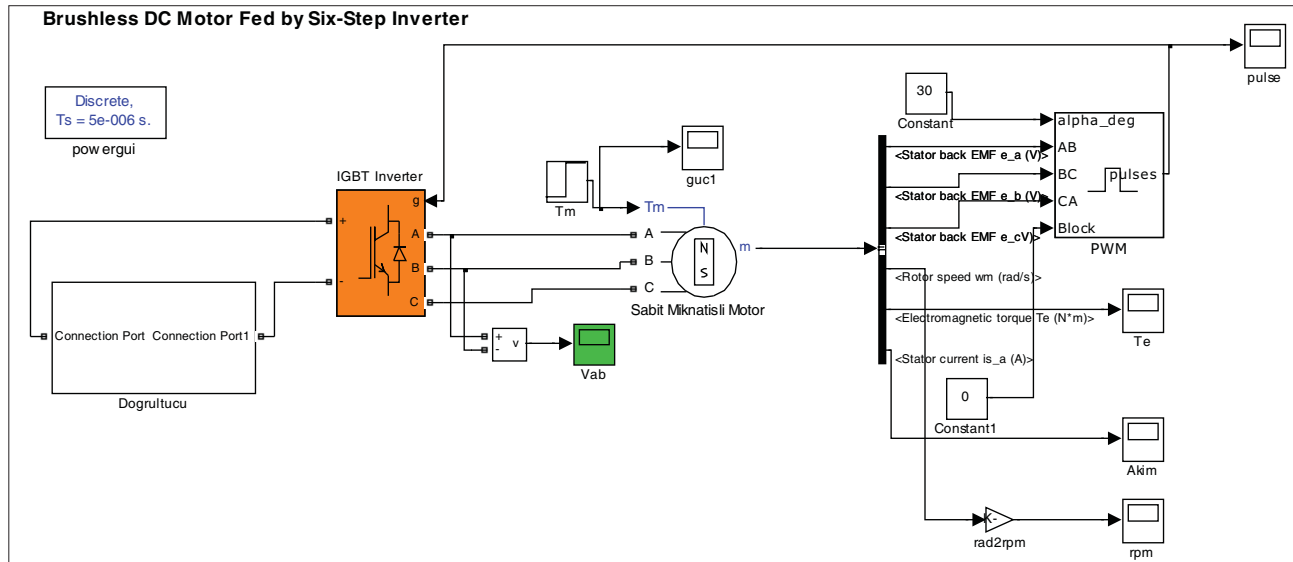
Şekil 1.



Şekil 2.

1. ve 2. faz beslenirken, enerjilendirilmeyen 3. fazda indüklenen zıt EMK geriliminin sıfır geçiş noktasından 30 derece sonra anahtarlama yapılır. Örneğin, Şekil 2'de gösterildiği gibi A ve B fazı beslenirken C fazının besleme gerilimi sıfırdır ve C fazından ölçülen zıt EMK geriliminin sıfır geçiş noktasına göre anahtarlama yapılır.[4]

Anahtarlama ve motor beslemesi "IGBT" (Insulated Gate Bipolar Transistor) denilen elektronik devre elemanlarıyla yapılır.



Şekil 3.

Anahtarlama komutu IGBT devresine verildiğinde 6 adet güç anahtarından (3 üst-3 alt) aynı anda üstten ve alttan birer tane iletim durumunda olur. Kontrol algoritmasına göre sırasıyla BA, CA, CB, AB, AC ve BC fazları beslenir ve boşta kalan fazdan zıt EMK gerilimi ölçülerek anahtarlama devam edilir.

3.2. Sürücü Modeli

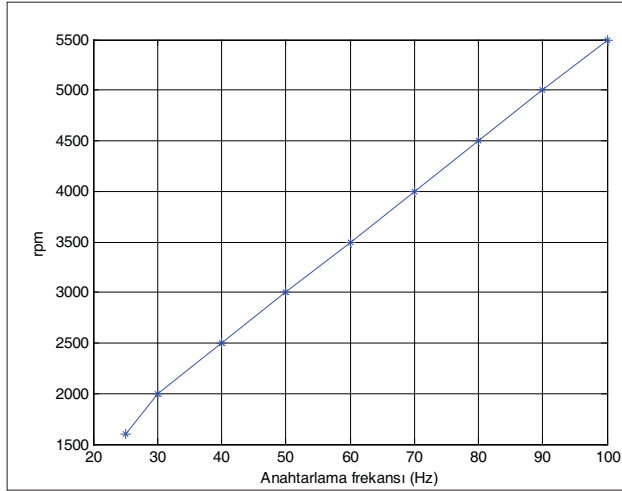
Fırçasız doğru akım motoru ve sensörsüz kontrol algoritmasının uygulandığı program destekli matematiksel model **Şekil 3**'te verilmiştir.

Fırçasız doğru akım motorunun beslemesi DC gerilim ile yapıldığı için doğrultucu kullanılmıştır. Fazların algoritmaya uygun olarak beslenmesi IGBT evirici ile yapılır. Motorun hızını ve torkunu kontrol eden ise anahtarlama frekansı ve dalga genişliğidir. Anahtarlama sıklığı rotorun dönüş hızını etkilerken doluluk oranı da rotordan ölçülen tork değerini etkiler. Kullanılan "PWM" (Pulse Width Modulation-darbe genişlik modülasyonu) ile dalga frekansı ve genişliğini değiştirerek motorun çıkış parametreleri analiz edilebilir. Farklı frekanslarda ve doluluk oranlarında analiz sonuçları elde edilmiştir.

4. ANALİZ SONUÇLARI

Fırçasız doğru akım motorunun tasarlanan sürücü devresi ile birlikte farklı frekanslarda ve doluluk oranlarında simülasyonunun yapılması sonucunda tork ve dönüş hızının değişimleri incelenmiştir.

Şekil 4'te sabit doluluk oranında (% 30) farklı anahtarlama frekanslarına göre motorun dönüş hızının değişimi görülmektedir.



Şekil 4.

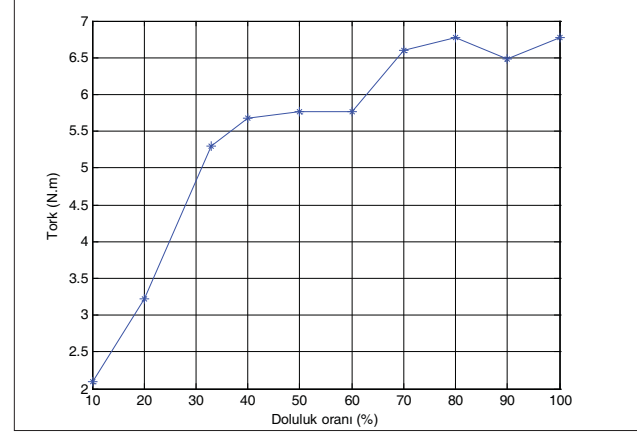
- Sabit doluluk oranında anahtarlama frekansı artırıldığında;
 - Dönme hızı artmaktadır.

Şekil 4'teki grafiğin matematiksel denklemi Matlab programında hesaplanmış ve hızın anahtarlama frekansına göre ifadesi $y = -0.0438x^2 + 56.3388x + 287.2478$ şeklinde bulunmuştur.

Şekil 5'te sabit frekansta (50 Hz) farklı doluluk oranlarına göre motorun torkunun değişimi görülmektedir.

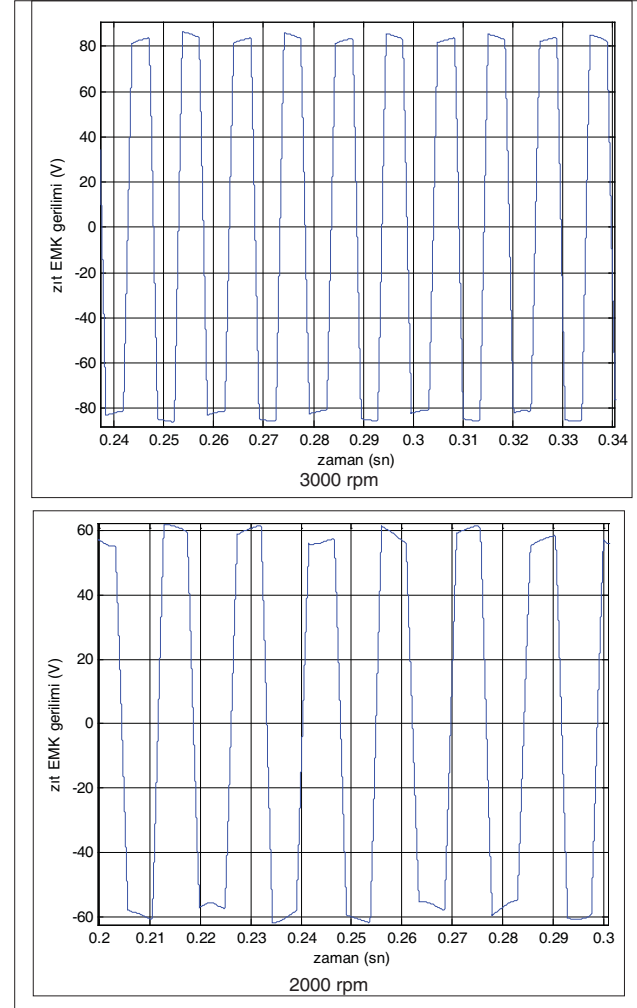
- Sabit anahtarlama frekansında doluluk oranı artırıldığında;
 - Tork artmaktadır.

Şekil 5'teki grafiğin matematiksel denklemi Matlab programında hesaplanmış ve torkun doluluk oranına göre ifadesi $y = -0.0009x^2 + 0.1407x + 0.9765$ şeklinde bulunmuştur.



Şekil 5.

Bunların yanında motor çıkışlarından ölçülen zıt EMK geriliminin farklı hızlarda değişimini **Şekil 6**'da inceleyebiliriz. Trapezoidal gerilim ile beslenen fırçasız doğru akım motorunda zıt EMK gerilimi de trapezoidal olarak ölçülmüştür.



Şekil 6.

3000 rpm hızda ölçülen gerilimin dalga frekansı ve genliği daha yüksekken, 2000 rpm hızda zıt EMK geriliminin dalga grafiği daha düşük frekansta ve genlikte olduğu görülmüştür.

5. SONUÇ

Fırçasız doğru akım motorunun çalışmasını etkileyen parametreler birçok noktada incelenmiş, motorun hızı ve torkuyla ilgili matematiksel sonuçlar elde edilmiştir. Hızın anahtarlama sıklığıyla, torkun doluluk oranıyla ilişkisi 2. dereceden denklem şeklinde ifade edilmiştir. Bu çalışmalar sayesinde motor ve sürücü modelinin farklı çalışma şartlarındaki analiz sonuçları kullanılarak tasarım aşamasında parametrelerin doğruluğu kontrol edilebilir. Böylece analiz sonuçlarının ışığında çalışma koşullarına uygun değişken hız ve torka sahip fırçasız doğru akım motoru tasarlanabilir. Bu analizler motor ve sürücü için tasarım aşamasında yol gösterici ve süreci hızlandırıcı çalışmalar olabilir. Bu motorla beraber değişken hız ve torka göre tasarlanmış fan ve yatak gibi mekanik parçalar ile birlikte istenen su gücünde en az enerji tüketerek çalışan sirkülasyon pompaları tasarlanabilir. Üstelik bu sirkülasyon pompaları uygulanan kontrol yöntemi ile sistemin ihtiyacı olan su gücündeki değişiklikleri de algılayarak en verimli noktada çalışabilir.

KAYNAKLAR

- [1] COMMISSION REGULATION (EC) No 641/2009 of 22 July 2009 implementing Directive 2005/32/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for glandless standalone circulators and glandless circulators integrated in products
- [2] Miller T. J. E., "Brushless Permanent Magnet and Reluctance Motor Drives", pp 54-58, Oxford University Press, Oxford, 1993
- [3] Yılmaz M., Tuncay N and Üstün Ö., "Fırçasız DA motorunun (FDAM) algılayıcısız kontrolünde dalgacık tekniğinin uygulanması", itüdergisi/d mühendislik, Cilt 5, Sayı:3, Kısım1, pp 73-84, Haziran 2006
- [4] Miller T. J. E., "Brushless Permanent Magnet and Reluctance Motor Drives", pp 70-73, Oxford University Press, Oxford, 1993

SUMMARY

Today energy efficiency is one of the most important subjects for circulation pumps. High efficient pumps are started to use because of both legal regulations such as "The Directive on energy performance of buildings (2002/91/EC)" and COMMISSION REGULATION (EC) No 641/2009" and increase in sensitivity of consumers and producers about environmental issues. Different design methods are used to obtain highest efficient motors for circulation pumps such as Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM) or Brushless DC Motor (BLDC).

High efficient brushless DC motors are commutated by an electronic circuit is called driver. Many control methods can be found for these motors and drivers but working conditions and characteristics of the circulation pumps are important factors to determine control algorithm and circuit.

Brushless DC motor was modeled with Matlab/Simulink program and Permanent Magnet Synchronous Motor toolbox was used for simulation of the driver. Also, motor parameters are taken from motor design program. The driver for this motor is controlled with the algorithm "six step trapezoidal control by sensing back EMF zero crossing detection". Back EMF voltage is measured from unenergized phase of the motor and commutation signals are generated according to the zero crossing points of the back EMF detection. In addition, rectifier is used in simulation because brushless DC motor is fed by DC voltage even if network voltage is AC.

The main approach of this study is effects of control parameters on motor with analysis in different points. Commutation signal determines speed and torque of the motor. Parameters which compose the commutation signal are switching frequency and pulse width. These commutation parameters are controlled in "PWM module" in model. Analyses are made for different frequencies and pulse widths to obtain working characteristic of the motor and circulation pump. Therefore, increase in switching frequency makes turning the rotor with higher speed and increase in pulse width causes higher measured torque from the motor. Finally, characteristic of the motor gives the mathematical expression in second degree equation for working range for circulation pump. These simulations and analysis give feedback and prediction pre-design example and accelerate the design process.

High efficient circulation pumps with variable speed can be designed with the knowledge of these analyses of parameters. The design can complete with appropriate fans and bearings for variable speed range of the pump. Also, controlled circulation pumps can work at the highest efficient point for the required water power of the system.

SANTRİFÜJ POMPALARDA KAVİTASYON PROBLEMİ VE MAKSİMUM EMME YÜKSEKLİĞİ (MEY) HESABI

E. Cezmi NURŞEN

Standart Pompa ve Mak. San. Tic. A.Ş.

ÖZET

Santrifüj pompaların kavitasyonda işletilmeleri, enerji ekonomisi, titreşim, gürültü ve çalışma ömrü açısından istenmeyen durumlar oluşturmaktadır. Uygulamada bu konunun önemi bilinmediğinden veya göz ardı edildiğinden dolayı, pompaların pek çok defa kavitasyonda işletmeye maruz kaldıkları görülmektedir.

Kavitasyon problemi, pompa üreticilerinden çok tesisat tasarım mühendislerinin veya pompa son kullanıcılarının, pompa emme tesisatlarının tasarımı ve yapımı aşamasında dikkat etmeleri gereken bir unsurdur. Bu durum pompaların işletmesi açısından birinci derecede önem arz etmektedir.

Bu bildiride kavitasyon konusunun daha iyi anlaşılması bakımından kısa bilgiler verilmekle birlikte özellikle son kullanıcılara yönelik bilinen ancak yeterince önemsenmeyen maksimum emme yüksekliği (MEY) hesabının basitçe nasıl yapılacağına örneklerle gösterilmesi amaçlanmaktadır.

1. GİRİŞ

Santrifüj pompalarda alışlagelen seçim kriteri genelde belli bir debiyi belli bir performans ile belirli bir basma yüksekliğine basması şeklindedir. Gerek işletmelerdeki son kullanıcılar ve gerekse tesisat tasarım mühendisleri genellikle pompanın daha ziyade basma tarafı ile ilgilenirler. Emme tarafındaki tesisatın tasarımı çoğu zaman çok fazla önemsenmez veya göz ardı edilir. Halbuki bir santrifüj pompanın sağlıklı bir şekilde basabilmesi için, sağlıklı bir şekilde de emmesi gerekir. Teknik üniversitedeki hocalarımdan her zaman duyduğum bu konu ile ilgili çok sevdiğim bir söz vardır; “pompa emmesiyle emer, basmasıyla basar”. Bu söz çok basit gibi görünse de aslında biraz düşünüldüğünde pompaların emme tarafına ne kadar fazla önem verilmesi gerektiğini bize söylemektedir.

Pompaların emme tesisatlarının iyi tasarlanmaması sonucunda bizleri bekleyen ve pompacıların en çok korktuğu problem ortaya çıkar: Kavitasyon. Bu bildiride, pompaların baş düşmanı kavitasyondan nasıl kaçınılacağı ve kaçınılmazsa neler olacağı hakkında bilgi verilmesi amaçlanmaktadır. Aynı zamanda kavitasyon denildiği zaman ilk akla gelen ENPY (NPSH),

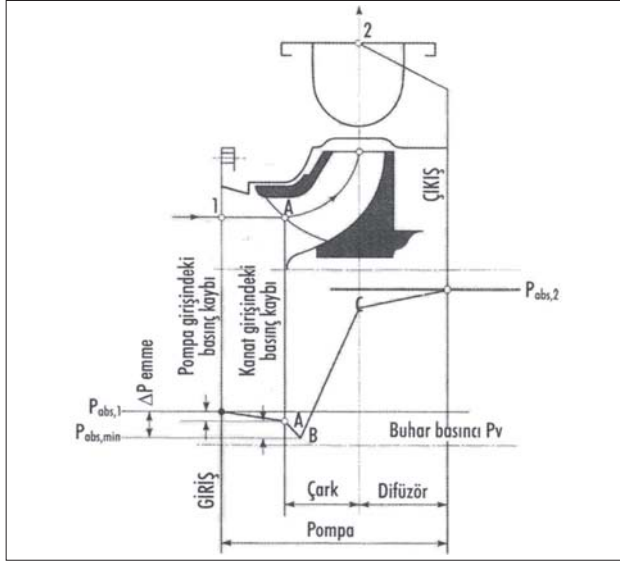
ENPYG(NPSHR) ve ENPYM(NPSHA) kavramları kısaca tarif edilecektir. Bunların yanı sıra santrifüj pompaların emme tesisatlarının tasarımında çok işe yarayan, anlaşılması fiziksel anlamı itibariyle ENPY(NPSH) kavramına göre daha kolay olan Maksimum Emme Yüksekliği (MEY) hesabının basit olarak nasıl yapılacağı üzerinde durulacak ve basit örneklerle anlatılmaya çalışılacaktır.

2. KAVİTASYON NASIL MEYDANA GELİR

Bir santrifüj pompanın çark giriş kesiti (impeller eye) alanı, pompa emme flanşı kesitinden her zaman küçüktür. Akışkan bu kesitten geçerken hızlanır ve dolayısıyla basıncı düşer (**Resim 1**). Debi ne kadar fazlaysa, bu kesitteki hız o kadar fazla olacağından dolayı, bu basınç düşüşü de aynı oranda fazla olur. Debinin belli bir kritik değerinde buradaki basınç, sıvının buharlaşma basıncının altına düşerse sıvı içinde küçük gaz kabarcıkları oluşmaya başlar. Akış ile birlikte kanatların arasında sürüklenmeye başlayan bu kabarcıklar, basıncın buharlaşma basıncının üzerine çıktığı bir bölgeye geldiklerinde aniden patlayarak yok olurlar. Bu patlamalar neticesinde boşalan hacimler aynı hız ile sıvı tarafından doldurulur. Dakikada binlerce kez gerçekleşen bu fiziksel olay sırasında meydana çıkan basınç değerleri yüzler ve hatta binlerce bar mertebesinde. Özellikle kanat emme kenarlarına yakın bölgelerde meydana gelen bu olaya kavitasyon diyoruz.

Pompalardan beklenen en önemli özelliklerden birisi de pompanın sıvıyı ne kadar yüksekten emebileceğidir. Bu özelliğin saptanabilmesi için ENPY, Emmedeki Net Pozitif Yük, (NPSH) kavramına açıklık getirelim. Burada iki farklı bakış açısıyla iki farklı tanımlama yapacağız. İlk önce pompa açısından baktığımız zaman, ENPYG, Emmedeki Net Pozitif Yük Gerekli, (NPSHR) kavramı karşımıza çıkmaktadır.

ENPYG, pompa imalatçısı tarafından sadece ve sadece özel olarak yapılan kavitasyon deneyleri ile belirlenebilen ve debi arttıkça artan bir karakteristiğe sahip olan bir büyüklüktür. Tesisat açısından baktığımız zaman ise karşımıza ENPYM, Emmedeki Net Pozitif Yük Mevcut, (NPSHA) kavramı çıkmaktadır. Bu büyüklük ise değerinin tersine debi arttıkça azalan bir karakteristiğe sahiptir ve hesap yöntemiyle bulunur. Pompanın işletilmesi sırasında her zaman $ENPYG < ENPYM$ şartı sağlanmalıdır.



Resim 1. Pompa çarkındaki basınç dağılımı.

3. MAKSİMUM EMME YÜKSEKLİĞİ HESABI

Biz burada pompanın emme kabiliyetini veya bir başka deyişle kavıtyona girip girmeyeceğini belirlerken, fiziksel anlamı itibarıyla daha basit anlaşılacağını düşündüğümüz Maksimum Emme yüksekliği (MEY) kavramı üzerinde duracağız. Çok basit bir anlatımla aslında bir pompanın kavıtyona girip girmeyeceği sorusunun cevabı, o pompanın sıvıyı belli bir derinlikten emip emmeyeceğinin tespiti ile bulunabilir. Bu tespit ise MEY hesaplanarak yapılır.

Bilindiği gibi santrifüj pompaların emiş yapabilmesinin sırrı aslında bulunduğu ortamdaki atmosferik hava basıncıdır. Eğer santrifüj pompamızı dünya yerine aya götürsek ve çalıştırsaydık hiçbir şekilde negatif yükseklikten (pompa emme flanş ekseninin altından) emiş yapmasını bekleyemerdik. Çünkü ayın etrafında bir atmosfer olmadığı için herhangi bir basınç da yoktur. Buradaki basınç bizim mutlak sıfır dediğimiz basınca çok yakın bir basınçtır. Dünyada deniz seviyesinde atmosfer basıncı 1.0133 bar yani diğer bir deyişle 10.33m'dir. Buna göre dünya üzerinde yapılabilecek en mükemmel pompa (NPSHR ~ 0m olan), en mükemmel bir emiş tesisatına bağlansa (toplam kayıp ~ 0m) deniz seviyesinde maksimum 10.33 m'den emiş yapabilir. Bu yükseklikten daha fazla yüksekliklerde emiş yapabilen pompalar ise üzerlerinde emiş yapabilmeleri ile ilgili özel tertibatlar kurulmuş pompalardır.

Deniz seviyesinden yükseldikçe atmosfer basıncı da düşmektedir. Atmosfer basıncının yükseklikle değişimi aşağıdaki ampirik formül ile hesaplanabileceği gibi bu formüle göre hesaplanmış (Tablo 1)'deki değerler de kullanılabilir.

$$P_{atm,H} = P_{atm,std} \left(\frac{288 - 6,5H}{288} \right)^{5,255} \quad (1)$$

Tablo 1. Atmosfer Basıncının Yüksekliğe Bağlı Değişimi

H (km)	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
Patm, H (bar)	0,9546	0,8988	0,8455	0,7949	0,7468	0,7010	0,6576	0,6163	0,5772
H (km)	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Patm, H (bar)	0,5401	0,5050	0,4717	0,4402	0,4105	0,3824	0,3559	0,3309	0,3073

Bir santrifüj pompanın maksimum emme yüksekliğini (MEY) hesaplamak için, deniz seviyesindeki standart atmosfer basıncından, bir takım emme yeteneğine ters etki yapan faktörlerin çıkartılması gerekmektedir. Bu faktörler; deniz seviyesinden yükseklik, sıcaklığa bağlı buharlaşma basıncı, pompanın ENPYG (NPSHR) değeri, emme borusundaki kayıplar ve güvenlik faktörüdür. Buna göre pompanın maksimum emme yüksekliğini hesaplamak için aşağıdaki formülün uygulanması yeterlidir.

$$MEY = \frac{P_{atm,H}}{\rho g} - \frac{P_b}{\rho g} - \xi_e - ENPYG - SF \quad (2)$$

Bu formüldeki büyüklükler ve boyutları aşağıdaki gibidir:

$P_{atm,H}$: Yüksekliğe bağlı yerel atmosfer basıncı, Pascal (Pa), (Hatırlatma 1 bar = 100.000 Pa)

ρ : Suyun yoğunluğu, kg/m³, (Hatırlatma: Sıcaklığa ve konsantrasyona bağlı değişim gösterir, bkz. Tablo 2)

g : Yer çekimi ivmesi, m/s², (Hatırlatma: Enlem ve boylama göre değişse de hesaplarda 9.81m/s² kullanılabilir)

P_b : Suyun buharlaşma basıncı, Pascal(Pa), (Hatırlatma: sıcaklığa bağlı değişir, bkz. Tablo 2)

ξ_e : Emme borusundaki toplam kayıp, m

ENPYG: Emmedeki Net Pozitif Yük Gerekli, m,

Pratik hesap yapabilmek ve olayın fiziğini daha iyi anlayabilmek adına formül (2)'deki terimlerin üzerinden teker teker geçelim;

I. Terim $\frac{P_{atm,H}}{\rho g}$: Bu terimdeki Patm, H yerine doğrudan yükseklik

farkı da dikkate alınarak Tablo 1'deki atmosfer basıncı değerleri kullanılacaktır. Aynı zamanda belli sıcaklıkta suyun yoğunluğu da değişeceğinden, bu yoğunluk değeri de formülde kullanılmalıdır.

II. Terim $\frac{P_b}{\rho g}$: Bu terimdeki P_b yerine doğrudan Tablo 2'deki

suyun belli bir sıcaklıkta buharlaşma basıncını gösteren değerler kullanılacaktır. Suyun yoğunluğu dayine sıcaklığa bağlı değiştiği için göz önüne alınmalıdır.

III. Terim ξ_e : Bu terim santrifüj pompanın emme hattındaki tüm boru elemanları, süzgeç, filtre, redüksiyon, varsa izolasyon vanası vs'nin istenen çalışma noktası debisine göre hesaplanan toplam kayıptır. Birimi [m] cinsinden formüle yazılmalıdır.

IV. Terim ENPYG: Pompa üreticisi tarafından verilen ve sadece yapılan özel kavıtyasyon deneyleri ile belirlenen parametredir. Birimi [m] cinsinden formüle yazılmalıdır. Burada hemen belirtmekte

Tablo 2. Suyun Buharlaştırma Basıncının ve Yoğunluğunun Sıcaklığa Bağlı Değişimi

Sıcaklık (°C)	P _b (bar)	ρ (kg/m ³)	Sıcaklık (°C)	P _b (bar)	ρ (kg/m ³)
0	0,00611	999,8	155	5,433	912,1
5	0,00872	1000	160	6,181	907,3
10	0,01227	999,7	165	7,008	902,4
15	0,01704	999,2	170	7,920	897,3
20	0,02337	998,3	175	8,924	892,1
25	0,03166	997,1	180	10,027	886,9
30	0,04241	995,7	185	11,233	881,5
35	0,05622	994,0	190	12,551	876,0
40	0,07375	992,3	195	13,987	870,4
45	0,09582	990,2	200	15,549	864,7
50	0,12335	988,0	205	17,243	858,8
55	0,15741	985,7	210	19,077	852,8
60	0,19920	983,2	215	21,060	846,7
65	0,2501	980,5	220	23,198	840,3
70	0,3116	977,7	225	25,501	833,9
75	0,3855	974,8	230	27,976	827,2
80	0,4736	971,6	235	30,632	820,6
85	0,5780	968,4	240	33,478	813,6
90	0,7011	965,2	250	39,776	799,2
95	0,8453	961,6	260	46,943	783,9
100	1,0133	958,1	270	55,058	767,8
105	1,2080	954,5	280	64,202	750,5
110	1,4327	950,7	290	74,461	732,1
115	1,6906	946,8	300	85,927	712,2
120	1,9854	942,9	310	98,70	690,6
125	2,3210	938,8	320	112,89	666,9
130	2,7013	934,6	330	128,63	640,4
135	3,131	930,2	340	146,05	610,2
140	3,614	925,8	350	165,35	574,4
145	4,155	921,4	360	186,75	527,5
150	4,760	916,8	370	210,54	451,8

yarar vardır ki, santrifüj pompa üreticisi bu deneyi her zaman akışkan su kullanarak yapar. Dolayısıyla ENPYG değeri su için verilen değerdir. Eğer akışkan sudan farklı ise formülde o akışkana ait değerler kullanılmalıdır ve bu arada ENPYG değeri için de eğer varsa literatürdeki düzeltme yaklaşımları uygulanmalıdır.

V. Terim SF Güvenlik Faktörü: bu faktör genel olarak 0,6 m – 0,9 m arasındadır. Yerel atmosfer basıncındaki değişimleri karşılamak üzere formüle konulmalıdır. Burada söylememiz gereken bir husus şudur ki, hesaba katılan bu güvenlik faktörü hesapta yapılabilecek yanlışlıklar için veya formülde yerine koyduğumuz değerlerdeki olağan hatalı kabuller için konulmamıştır. Neticede formülde kullanılan atmosfer basıncı, buharlaşma basıncı, yoğunluk ve emme boru kayıpları çok az hata ile bilebileceğimiz değerlerdir. Eğer

pompa üretici firmasının verdiği ENPYG değeri de doğruysa hata payımız çok az olmaktadır. Kritik hatlarda pompa üretici firmasıyla temasa geçip ENPYG değerinin doğruluğu onaylatırılmalıdır.

4. ÖRNEK UYGULAMA

Örnek 1: Q=300m³/h , H_m = 50 m çalışma noktasında 50°C sıcak suyu 1500 m deniz seviyesinden yüksekte 2.5 m derinlikten (su seviyesi ile pompa çark eksenini arası mesafe) bir santrifüj pompa ile emiş yaptırmak istiyoruz. Pompamızın performans eğrisinden çalışma noktası için okuduğumuz ENPYG değeri 3 m ve emme borusundaki toplam kaybımız 0.5 m olduğuna göre, bu pompanın çalışma sırasında kavitasyona girip girmeyeceğini tespit edelim.

Tablo 1'den 1500 m yükseklik için atmosfer basıncı 0.8455 bar, **Tablo 2'den** 50°C sıcak su için buharlaşma basıncı 0.12335 bar ve yoğunluk 988kg/m³ değerleri okunarak bu değerler formül (2)'de yerine konulursa;

$$MEY = \frac{0,8455 \cdot 10^5}{988,9,81} - \frac{0,12335 \cdot 10^5}{988,9,81} - 0,5 - 3 - 0,6 \quad (3)$$

$$= 8,72 - 1,27 - 0,5 - 3 - 0,6 = 3,35m$$

Çıkan bu değer, santrifüj pompamızın verilen çalışma koşullarında maksimum 3.35 m'den emiş yapabileceğini bize söylemektedir. Bu durumda statik emme yüksekliğimiz 2.5 m olduğundan pompamız istenilen çalışma koşullarında kavitasyona girmeden çalışabilir diyebiliriz

Örnek 2: Yine Q=300m³/h , H_m = 50 m çalışma noktasında bu sefer 140°C sıcak suyu 1500 m deniz seviyesinden yüksekte 2.5 m beslemeli sistemden (su seviyesi ile pompa çark eksenini arası mesafe) bir santrifüj pompa ile emiş yaptırmak istiyoruz. Bu arada pompanın emiş flanşındaki basınç ise 2.8 bar'dır. Pompamızın performans eğrisinden çalışma noktası için okuduğumuz ENPYG değeri yine 3 m ve emme borusundaki toplam kaybımız 0.5 m olduğuna göre, bu pompanın çalışma sırasında kavitasyona girip girmeyeceğini tespit edelim.

Aynı şekilde **Tablo 1'den** 1500 m yükseklik için atmosfer basıncı 0.8455 bar, **Tablo 2'den** 140°C sıcak su için buharlaşma basıncı 3.614 bar ve yoğunluk 925,8kg/m³ değerlerini okuyarak bu değerleri (2)'de yerine koyalım;

$$MEY = \frac{0,8455 \cdot 10^5}{925,8,9,81} - \frac{3,614 \cdot 10^5}{925,8,9,81} - 0,5 - 3 - 0,6 \quad (4)$$

$$= 9,31 - 39,79 - 0,5 - 3 - 0,6 = 34,58m$$

Çıkan bu değer, santrifüj pompamızın verilen çalışma koşullarında minimum 34.58 m beslemeli olarak çalışabileceğini bize söylemektedir (negatif işarete dikkat). Halbuki mevcut sistemimizin emme tarafımızda;

$$2,5 + \frac{2,8 \cdot 10^5}{925,8,9,81} = 2,5 + 30,83 = 33,33m \quad (5)$$

eşdeğer su yüksekliğimiz bulunmaktadır. Bu durumda istenilen çalışma koşullarında pompamızın kavitasyonda çalışacağını söyleyebiliriz.

5. KAVİTASYON OLUŞMASININ SEBEPLERİ, SONUÇLARI VE ALINABİLECEK ÖNLEMLER

Öncelikle şunu söylemeliyiz ki kavitasyon, basıncın düşük olduğu bölgelerde ortaya çıkacağına göre santrifüj pompaların çarkının giriş ağzında, çark kanatlarının hücum kenarı boyunca, kademeli pompalarda sadece ilk çarkın girişinde bu olayın oluşma ihtimali vardır. Kaviteasyona uğramış bir çark **Resim 2'**de görüldüğü gibi bir hal alır. Bu resmi görülen çark yüksek kaviteasyona maruz kalmış bir çarktır ve çok kısa bir zamanda hasara uğramıştır. Aynı zamanda **Resim 3'**te kaviteasyon sonucu oluşan süngerimsi yapı görülebilir.



Resim 2. Kaviteasyon sonucu hasara uğramış çark.



Resim 3. Kaviteasyon ve hasar oluşumu.

Kaviteasyonu oluşturan işletme ile ilgili başlıca faktörleri şu şekilde özetleyebiliriz:

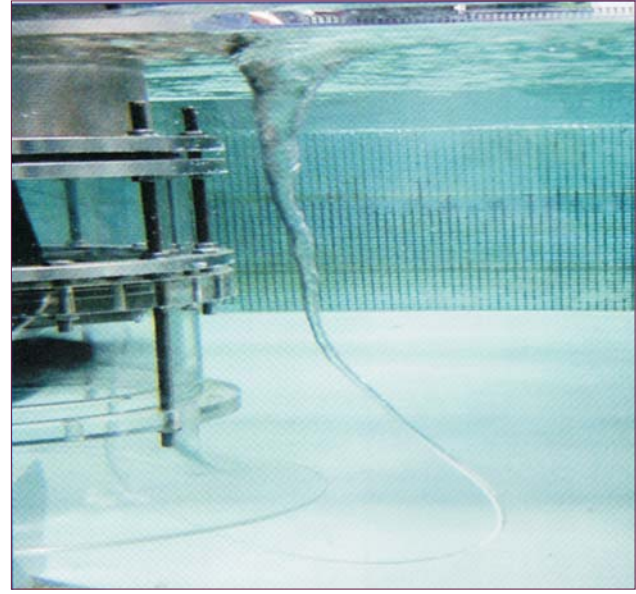
- Deniz seviyesinden yükseldikçe kaviteasyon riski artar.
- Emme haznesindeki düşük basınç kaviteasyonu kolaylaştırır.
- Pompanın ani durması/yol alması sonucu sıvı kolonunun kopması ile geçici kaviteasyon oluşabilir.
- Emme borusu yük kayıplarının fazla olması kaviteasyon riskini artırır.
- Kaviteasyon riski olan kritik hatlarda ENPYG değeri mümkün olduğu kadar küçük pompa seçimine önem verilmelidir. Gerekirse verimden feragat edip öncelikle emme yeteneği yüksek olan pompalar seçilmelidir.
- Sıvı içinde erimiş halde bulunan hava ve gazların miktarı arttıkça kaviteasyon kolaylaşır.
- Sıvı sıcaklığı arttıkça, buharlaşma basıncı da artacağından kaviteasyon tehlikesi büyür.
- Gaz kabarcıkları katı cıdarlar üzerinde oluşacağından sıvı içindeki asılı maddelerin çoğalması kaviteasyonu kolaylaştırır.
- Sıvı ve buhar fazlarının dengesinde rol oynayan yüzey gerilimi, buhar yoğunluğu ve ısıl iletkenlik kaviteasyonu etkiler.

Kaviteasyondan kurtulmak için yapılması gerekenler hususunda aşağı yukarı her yerde genelde aynı önlemlerden bahsedilir. Biz de aslında bunlardan farklı birşey söylemeyeceğiz ancak birkaç önemli ayrıntıya da burada değinmeden geçmek doğru olmaz.

Dikkat edilmesi gereken bir önemli husus yalıtım konusudur. Normalde yalıtım tabii ki iyi bir şey ancak yalıtımın ne zaman yapıldığı çok önemli. Eğer pompa sistemi tasarlandıktan, kurulumu yapıldı iş bittikten sonra keyfi olarak yalıtım yapılmışsa problem olabilir. Yalıtım, borudan daha fazla ısı transferine yol açar. Örneğin yalıtım yaparak sıcaklığın 80°C'den 90°C'ye çıkartılması tesisatın ENPYM değerini 2.5 m azaltır. Bu da kaviteasyonun başlaması için yeterlidir. Sadece yalıtım konusunda değil bütün sistem olarak bu örneği genişletecek olursak, pompa tesisatının ilk tasarlandığı duruma göre şimdiki durumu ne kadar farklılık gösteriyor iyi incelenmelidir.

Bir başka çok önemli husus ise pompa çalışırken oluşan emme kaynaklı hava kabarcıkları ve yüzey girdaplarıdır. Yukarıda

yaptığımız bütün bu hesaplar ideal çalışma için geçerlidir. Eğer pompa bir şekilde hava emiyorsa her ne kadar ENPYM>ENPYG şartı da sağlansa, hesaplanan MEY yeterli gibi bile görünse pompa kaviteasyona girebilir. **Resim 4'**te bir dalgıç pompanın çalışırken, yetersiz dalma yüksekliği veya bir başka deyişle pompa emmesinin üzerinde olması gereken minimum su seviyesi azlığı nedeniyle emmesinden içeri giren yüzey girdabı görülmektedir. Bu şekilde girdaplardan ve emmeye hava girmesinden sakınmak için tesisat üzerinde muhakkak önlemlerin alınması gereklidir. Birçok tesisatta MEY yüksekliği şartı sağlanmasına rağmen, bu konuya yeterince önem verilmediği için pompalar çoğu zaman kaviteasyonda işletmeye maruz bırakılmaktadırlar.



Resim 4. Yüzey girdabı oluşumu (Kaiseralautem Üniversitesi, Almanya).

Genelde pompalarda kaviteasyon bölgesi optimum noktadan sonraki bölgedir. Bu optimum noktadan sonra pompaların ENPYG karakteristiği üstel olarak debiye göre artar. Eğer pompa kaviteasyona girmişse genelde bu durumdan kurtulmak için yapılan şey ayar vanasının kısılmasıdır. Vanayı kısmak tabiri caizse yağmurlu bir günde akıtan damın altına kova koymakla aynı şeydir. Damdaki deliğin yerini biliyoruz ancak yağmur yağarken damı tamir edemiyoruz ve yine hava güneşliken de tamir etmeye ihtiyaç duymuyoruz. Yani vanayı kapatmak yerine en baştan sistemimizi kurarken kaviteasyon riskini de düşünerek önlemimizi önceden almalıyız. Uç bir benzetme yapacak olursak; arabanız ya da bilgisayarınız artık tamamen isteklerinizi karşılamadığı zaman ne yapıyorsunuz? Değiştiriyorsunuz. Eğer pompanız da sisteminizin ihtiyacını karşılamıyorsa hiç uğraşmayın değiştirin. Yine de pompanızı değiştirmek istemiyorsanız, işte size birkaç çözüm: Pompanızı torna tezgahına koyun ve emmesini genişletin, yalnız salyangoz diline dikkat edin! Pompanızı emme tankına yaklaştırmayı deneyin, yahut mümkünse dalgıç pompa kullanın.

KAYNAKLAR

- [1] Yazıcı H.F., "Su Makinaları Problemleri", sh 44-63, İTÜ, 1983
- [2] Stepanoff A.J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps", sh225-268, Krieger, 1957
- [3] Özgür C., "Su Makinaları Dersleri", sh 182-188, İTÜ, 1977

[4] Troskolanski A.T., Lazarkiewicz S., "Impeller Pumps", sh 367-395, Pergamon, 1965

SUMMARY

If centrifugal pumps are run in cavitated conditions, unwanted cases in terms of energy economy, vibration, noise and overall life may develop. In most of the applications it is observed that pumps are forced to run in cavitation because of the importance of this subject is not known or disregarded.

Cavitation problem is a matter that the pump end users and design engineers have to take care of the suction pipe during design and installation other than the pump manufacturers. This subject has a first degree importance from the point of pump operation.

Short knowledges will be given in this article in order to understand the cavitation subject and also a calculation method of Maximum Suction Lift will be described with examples.

In most cases the selection criteria for centrifugal pumps are capacity and manometric height. And the discharge side of the pumps are considered while the suction side is discarded by the system design engineers. However the pump must make a healthy suction in order to make a healthy discharge.

Cavitation is the most important and scary problem that a pump may meet is the suction pipe installations are not designed well. It is aimed to give knowledge about "how can we prevent from cavitation and what happens if we don't avoid" in this article. And also the terms NPSH, NPSHR and NPSHA will be explained.

Generally cavitation region starts from the optimum point in centrifugal pumps. After this optimum point, NPSHR curve of the pump increases exponentially. If the pump cavitates, it is generally common that the operators throttle the discharge valve. However this causes to lose the energy at the valve. We have to consider the cavitation problem before selecting the pump and be careful with our suction design.

What do you do if your car or computer or mobile phone do not meet your requests? You change them.

If your pump also does not meet your requests, change it!. This will be the best solution.

VİSKOZ SIVILARIN SANTRİFÜJ POMPALARLA BASILMASI: ISO/TR 17766 TEKNİK RAPORU ÜZERİNE İNCELEME

Eren ÇAKIR

Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.

Metehan KARACA

Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.

ÖZET

Santrifüj pompalarda su kullanılarak elde edilen performans eğrilerinin (debi, basma yüksekliği, verim, güç, ENPY), akışkanın viskoz olduğu durumlarda viskozite değerine bağlı olarak belirgin farklılıklar gösterdiği bilinmektedir. Ancak, bu değişiklikler kesin olarak bilinmemektedir.

Endüstriyel uygulamalarda viskoz akışkan transfer uygulamalarının yaygınlaşmaya başlamasıyla, pompa seçimlerinde viskozite değeri göz ardı edilemeyecek bir parametre olmuştur. Bu sebeple, viskoz akışkanların santrifüj pompalar üzerindeki etkisinin doğru bir şekilde belirlenmesi önem kazanmıştır.

Bu bildiride, viskoz akışkanlar basılması durumunda pompa performans eğrisindeki değişikliği belirlemek için ISO/TR 17766 Teknik Raporu'nda belirtilen yöntem incelenmiş ve literatürde kullanılmakta olan diğer yöntemler ile kıyaslamalar yapılmıştır.

1. GİRİŞ

Bir pompanın basma yüksekliği, debisi, verimi ve güç değerleri pompa karakteristik eğrisinden elde edilebilir. Rotodinamik pompalarda performans eğrileri viskoz sıvı basıldığı durumlarda suya göre farklılık göstermektedir. Pompa karakteristik eğrileri normal şartlarda akışkan su (1cSt) kullanılarak elde edilmiştir. Viskozitesi yüksek bir akışkan rotodinamik pompa ile basılmaya çalışıldığı zaman pompanın performansında değişiklikler gözlenecektir. Çekilen gücün artmasına karşılık, debi, basma yüksekliği ve verim değerlerinde azalma meydana gelecektir.

Hidrolik Enstitüsü (HI) tarafından geliştirilen yöntem ile rotodinamik pompalarda newtonyen akışkanların yüksek viskozite değerleri için suya göre gösterdiği farklılıklar tahmin edilebilmektedir. Bu yöntem deneysel verilere dayanmaktadır ve pompaların viskoz sıvı basması halinde pompa kullanıcılarına ve tasarımcılarına pompa performansı hakkında önceden tahmin imkanı sağlar. Aynı zamanda bu yöntemden yararlanılarak sistem için en uygun pompa seçimi yapılabilir. Hidrolik Enstitüsü'nün bu yöntemi sadece bir yaklaşımdır. Bu yöntemde bazı pompa geometrileri ve akış koşulları gibi hesaba katılmayan parametreler bulunmaktadır.

ISO/TR 17766'da belirtilen kayıp analizine dayanan teorik yöntem ile pompa geometrisi bilindiği durumda, viskozitenin pompa

performansı üzerindeki etkisi daha hassas bir tahminle bulunabilir. ISO/TR 17766 Teknik Raporu, bazı temel teorik yöntemleri açıklamaktadır. Ayrıca pompa kullanıcıları kullandıkları pompaların viskoz akışkanlara uygunluğu konusunda pompa üreticilerinden bilgi almalıdırlar. Viskoz sıvıların seçimi esnasında enerji tüketimi de göz önünde bulundurularak sisteme en uygun olan rotodinamik pompanın ve bu pompaya en uygun motorun seçilmesi özellikle sürekli çalışan pompaların bulunduğu sistemler için büyük enerji tasarruf oranları sağlayacaktır.

2. TEMEL MANTIK

Akışkan, ağır yağlar gibi yüksek viskoziteye sahip olduğu zaman ve rotodinamik bir pompa tarafından pompalandığında kayıplardan dolayı suya oranla performansında değişiklikler gözleneceği bilinmektedir. Pompa performansındaki bu değişimlerin değeri, basma yüksekliği, debi ve verim için düzeltme katsayıları kullanılarak hesaplanabilir.

$$C_H = \frac{H_{vis}}{H_w} \quad C_Q = \frac{Q_{vis}}{Q_w} \quad C_\eta = \frac{\eta_{vis}}{\eta_w} \quad (1)$$

Deneysel ve kayıp analiz yöntemleri, basma yüksekliği fonksiyonu tahmininde hemen hemen aynı hassasiyete sahiptir. Bunun yanı sıra kayıp analiz yöntemi viskoz sıvılar için gerekli güç değerinin bulunmasında daha hassas tahmin yapmaktadır. Ayrıca kayıp analiz yöntemi uygulanarak, viskoz çalışma koşulları için çeşitli tasarım parametrelerinin etkisi incelenebilir ve neticelerinde daha uygun pompa seçimi ve tasarımı için optimizasyon yapılabilir. Viskoz sıvılar için optimum noktada C_H ve C_Q düzeltme katsayıları birbirine eşittir. Optimum nokta pompada gövde yapısına veya difüzör karakteristiğine göre farklılık gösterebilir.

3. DÜZELTME KATSAYILARININ BELİRLENMESİ

Düzeltilme katsayıları, rotodinamik pompalarda su ve farklı viskozite değerlerindeki akışkanlarla yapılan deneyler sonucunda, pompadaki enerji kayıp analizleri temel alınarak, deneysel olarak elde edilmiştir. ISO/TR 17766 Teknik Raporu'ndaki yöntem kullanıcılara daha kesin sonuçlar sunmak için daha fazla verilere ihtiyaç duyabilir. Daha fazla bilgi mevcut ise kayıp analiz yöntemi sadece deneysel yöntemle oranla viskoz sıvılar için rotodinamik pompa performansının hesaplanmasında daha hassas çözüm vermesi beklenir. Bu yöntem, pratik çözümler istendiğinde yeterli hassasiyette, viskoz

sıvılar için rotodinamik pompaların performans hesaplarında tahmin yöntemi sunmaktadır. Bu yöntem önceki HI yöntemlerine benzer düzeltme katsayıları vermektedir.

4. HİDROLİK ENSTİTÜSÜ YÖNTEMİ (HI)

Rotodinamik pompa performansının viskoz sıvıların basılması ile değiştiği ve suya göre pompanın güç değeri artarken, basma yüksekliği, debi ve verim değerlerinin azaldığı bilinmektedir. Aynı zamanda kalkış momenti ve ENPY_g değeri de viskoz sıvı basılması durumunda suya göre farklılık gösterecektir.

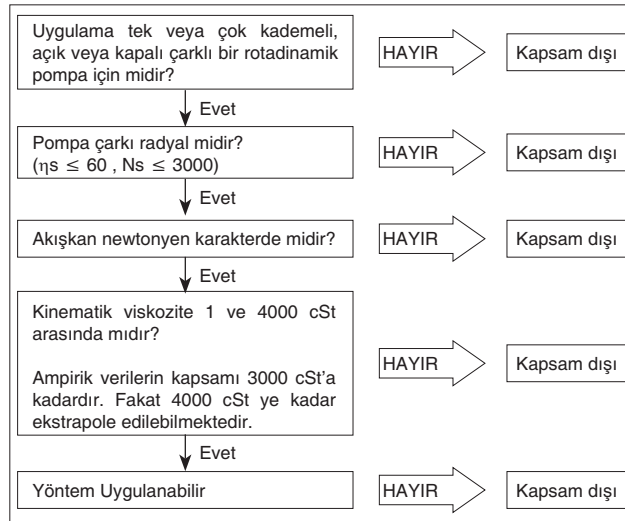
Pompa performanslarında kullanılan eşitlik özgül hız ve reynolds sayısına bağlıdır (parametre B). Yapılan testler açık veya kapalı çarklı, tek veya çok kademeli, kinematik viskozitesi 1 cSt - 3000 cSt arasında değişen ve QBEP-W değeri 3 m³/h - 260 m³/h arasında olan ve ayrıca basma yüksekliği (HBEP-W) 6 m - 130 m arasında değişiklik gösteren farklı pompa tipleri için gerçekleştirilmiştir.

Bu düzeltme katsayıları bütün pompalar için kesin çözüm sunmamakla birlikte, deney sonuçlarına dayanan tahmin yöntemine göre sonuçlar bulmak için kolaylık sağlamaktadır. Yukarıda belirtilen aralıklar dışında HI yöntemi uygulandığında pompa performansının tahminindeki belirsizlikler artacaktır.

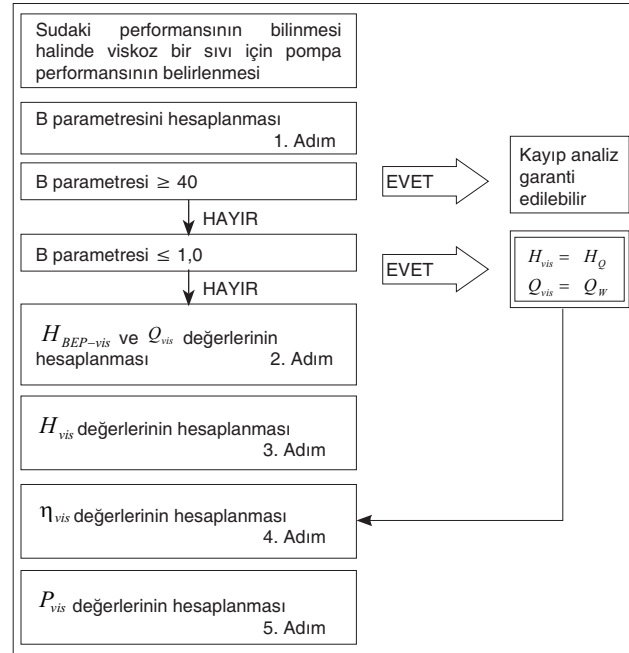
Kesin sonuçların önemli olduğu hassas uygulamalarda, viskoz sıvı ile kullanılacak rotodinamik pompa ilişkisi önemlidir. Burada kullanılan yöntem genel bir tahmin yöntemi sunmaktadır. Daha hassas sonuçlar için pompaların akışkan ile analizine etki eden parametreler detaylı bir şekilde incelenerek sonuçlara yansıtılmalıdır.

Bu düzeltme katsayıları radyal çarklar için daha uygun çözümler sunmaktadır (ns ≤ 60, Ns ≤ 3000) (normal çalışma koşullarında, açık çark, yarı açık çark ve kapalı çarklı uygulamalarda). Bu düzeltme katsayıları eksenel pompalar ve özel hidrolik tasarıma sahip pompalar için geçerli değildir.

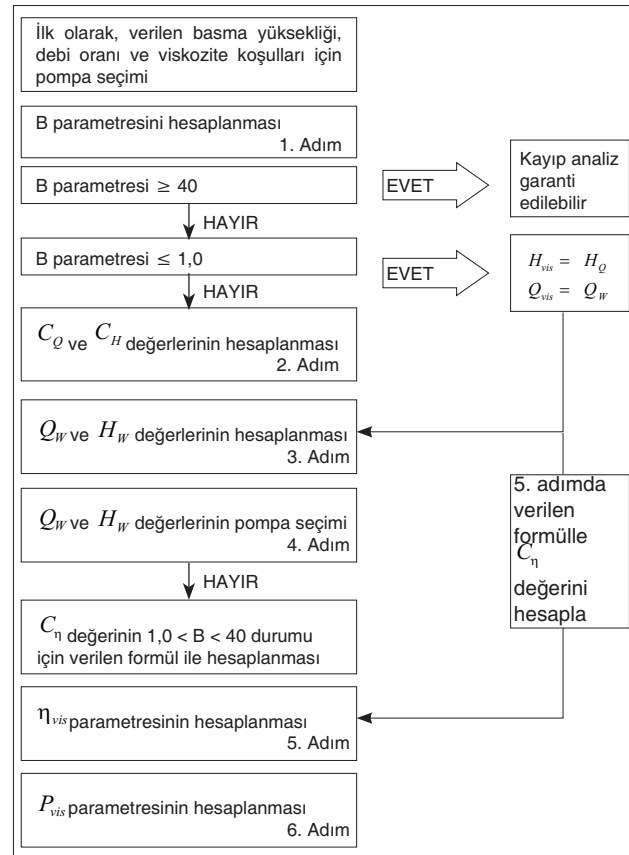
Belirlenen düzeltme katsayıları newtonyen akışlar için geçerlidir. Jel, çamur, kağıt hamuru vb. gibi newtonyen olmayan akışkanların karakteristikleri tam olarak bilinemediğinden bu yöntem sadece kaba bir çözüm sunmaktadır.



Şekil 1. Tahmin yönteminin uygulanabilirliğinin kontrolü.



Şekil 2. Viskoz sıvılar için düzeltme katsayılarını hesaplama kriterleri.



Şekil 3. Viskoz sıvı şartlarında pompa seçim basamakları.

5. VİSKOZ SIVI ETKİSİNİN POMPA PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Viskoz sıvıların pompa performansındaki etkilerini inceleyebilmek için uygulanan yöntemin uygulanabilir olması gereklidir. Ayrıca,

pompanın su ile basılması durumundaki performansı bilinmelidir. Daha sonra viskozitenin etkisi hesaba katılarak gerekli debi, basma yüksekliği ve verim değerleri tahmin yöntemi ile hesaplanır.

ISO/TR17766 Teknik Raporu'na göre yöntemin uygulanabilir olması için viskoz sıvı basılması halinde pompa performansının hassas bir şekilde belirlenebilmesi için belirli kriterler çerçevesinde kalınmalıdır. Sırasıyla uyulması gereken kriterler **Şekil 1** üzerinde gösterilmiştir.

6. VİSKOZ SIVILAR İÇİN DÜZELTME KATSAYILARININ HESAPLANMASI

Su ile performans karakteristiği bilinen rotodinamik pompanın viskoz sıvı basması durumundaki karakteristiğinin belirlenmesi:

1. Adım: Optimum nokta için B parametresi su için hesaplanır.

$$B = 16,5x \frac{(V_{vis})^2 x (H_{BEP-W})^{0,625}}{(Q_{BEP-W})^{0,375} x N^{0,25}} \quad (2)$$

Eğer $1 < B < 40$ ise 2. adıma geçilir.

Eğer $B \geq 40$ ise bu metotta belirsizlikler olacaktır. Belirsizlikleri de hesaba katarak daha hassas sonuçlar elde etmek için kayıp analiz yöntemi kullanılabilir (**Şekil 4**).

$B \leq 1$ ise C_H ve C_Q 1 alınır ve 4. Adıma geçilir.

2. Adım: Optimum noktaların geometrik yerinin H-Q düzleminde orjinden geçen bir doğru olduğu yaklaşımla C_Q ve C_H değerleri birbirine eşittir.

$$C_Q = (2,71)^{-0,165x(\log B)^3,15} \quad (3) \quad Q_{vis} = C_Q x Q_W \quad (4)$$

$$C_{BEP-H} = C_Q \quad (5) \quad H_{BEP-vis} = C_{BEP-H} x H_{BEP-W} \quad (6)$$

3. Adım: C_H ve H_{vis} değerleri hesaplanır.

$$C_H = 1 - \left[(1 - C_{BEP-H}) x \left(\frac{Q_W}{Q_{BEP-W}} \right)^{0,75} \right] \quad (7)$$

$$H_{vis} = C_H x H_W \quad (8)$$

4. Adım: C_η değeri hesaplanır.

$$C_\eta = \frac{1 - \left[(1 - \eta_{BEP-W}) x \left(\frac{V_{vis}}{V_W} \right)^{0,07} \right]}{\eta_{BEP-W}} \quad (9)$$

$$\eta_{vis} = C_\eta x \eta_W \quad (10)$$

$$C_\eta = B^{-(0,0547x B^{0,69})} \quad (11)$$

5. Adım: P_{vis} değeri hesaplanır.

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} x H_{vis-tot} x S}{367 x \eta_{vis}} \quad (12)$$

Energol GR-XP 100 yağı için viskoz düzeltme katsayılarının hesaplanması örneği **Tablo 1**'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Energol GR-XP 100 Yağı İçin Viskozite Düzeltme Katsayıları

Basılan sıvının viskozitesi (cSt)	100			
Basılan sıvının bağıl özgül ağırlığı (kg/dm³)	0,885			
Pompanın hızı (d/dak)	2000			
Debi/nominal debi	0,6	0,8	1	1,2
Debiler - su için (m³/h)	14,76	19,68	24,60	29,52
Kademe başına basma yüksekliği - su için (m)	14,8	13,8	12,6	10,5
Pompanın verimi - su için (%)	51,0	55,0	56,3	51,0
B parametresi	8,698			
Düzeltilme çarpanı - debi için	0,874			
Düzeltilme çarpanı - basma yüksekliği için	0,914	0,893	0,874	0,855
Düzeltilme çarpanı - verim için	0,591			
Düzeltilmiş debi - viskoz akışkan (m³/h)	12,89	17,19	21,49	25,79
Kademe başına düzeltilmiş basma yüksekliği - viskoz akışkan (m)	13,53	12,32	11,01	8,98
Düzeltilmiş verim - viskoz akışkan (%)	30,1	32,5	33,2	30,1
Mil gücü - viskoz akışkan (kW)	1,40	1,57	1,72	1,85

7. VİSKOZ AKIŞKAN BASAN SANTRİFÜJ POMPALARDA POMPA SEÇİMİ İÇİN PERFORMANS DÜZELTMESİ

1. Adım: B parametresi su için hesaplanır.

$$B = 2,8x \frac{(V_{vis})^{0,5}}{(Q_{vis})^{0,25} x (H_{vis})^{0,125}} \quad (13)$$

Eğer $1 < B < 40$ ise 2. adıma geçilir.

Eğer $B \geq 40$ ise bu metotta belirsizlikler olacaktır. Belirsizlikleri de hesaba katarak daha hassas sonuçlar elde etmek için kayıp analiz yöntemi kullanılabilir.

$B \leq 1$ ise C_H ve C_Q 1 alınır ve 4. Adıma geçilir.

2. Adım: Optimum noktaların geometrik yerinin H-Q düzleminde orjinden geçen bir doğru olduğu yaklaşımla C_Q ve C_H değerleri birbirine eşittir.

$$C_Q \approx C_H \approx (2,71)^{-0,165x(10 \log B)^3,15} \quad (14)$$

3. Adım: Q_w ve H_w değerleri hesaplanır.

$$Q_w = \frac{Q_{vis}}{C_Q} \quad H_w = \frac{H_{vis}}{C_H} \quad (15)$$

4. Adım: 3. adımda hesaplanan Q_w ve H_w için pompa seçilir.

5. Adım: C_η değeri hesaplanır.

$1 < B < 40$ ise;

$$C_\eta = B^{-(0,0547x B^{0,69})} \quad (16)$$

formülü ile hesaplanır.

$B \leq 1$ ise;

$$C_\eta = \frac{1 - \left[(1 - \eta_{BEP-W}) x \left(\frac{V_{vis}}{V_W} \right)^{0,07} \right]}{\eta_{BEP-W}} \quad (17) \quad \eta_{vis} = C_\eta x \eta_W$$

yöntemi ile bulunur.

6. Adım: Tahmini viskoz akışkan için pompa mil gücü hesaplanır.

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} \cdot xH_{vis-tot} \cdot xS}{367 \cdot x\eta_{vis}} \quad (18)$$

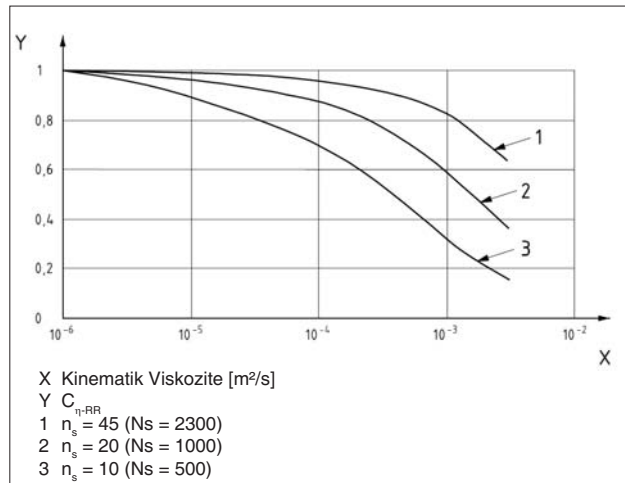
Bu bölümde, viskoz sıvı için performans karakteristiğinden yola çıkılmış su için performans değerleri kullanılarak uygun pompa seçimi için izlenmesi gereken adımlar açıklanmıştır.

8. KAYIP ANALİZ YÖNTEMİ

ISO/TR 17766 Teknik Raporu'na göre hesaplamalar sonucunda $B \geq 40$ olması durumunda viskoz sıvı performansının tahmininde deneysel yöntem belirsizlikler içermektedir. Hiçbir deneysel sonuca dayanmayan kayıp analiz yöntemi, belirsizliklerin de hesaba katılmasıyla birlikte daha hassas tahmin sunmaktadır. Ayrıca, bu yöntem ile viskoz sıvılar için $ENPY_g$ değerinin değişimi de incelenmiştir. Ancak, bu yöntem $ENPY_g$ değişimi için bilinen herhangi bir test sonuçlarıyla karşılaştırılmamıştır.

Güç dengesi ve kayıpları: Pompalanan akışkanın viskozitesi arttığı zaman reynolds sayısı azalır, aynı zamanda sürtünmeden dolayı kayıplar artacaktır (boru içerisinde ve pompada). Viskozite artışının pompadaki kayıplar üzerine etkisi aşağıda maddeler halinde açıklanmıştır.

- Mekanik kayıplar:** Pompalanan sıvının viskozitesinden bağımsızdır.
- Hidrolik kayıplar:** Boru kayıplarında olduğu gibi, pompa girişinde, çark içerisinde, gövde içerisinde veya difüzör içerisinde ve pompa çıkışında hidrolik kayıplar oluşmaktadır. Viskozitenin artması ile hidrolik kayıplarda artış meydana gelecektir.
- Kaçak (hacimsel) Kayıplar:** Hacimsel kayıplar pompa rotor ve stator arasındaki boşluklardaki kaçak kayıpları olarak belirtilebilir. Reynolds sayısı viskozite ile ters orantılı olarak değiştiğinden, akışkanın viskozite değeri arttığı zaman reynolds sayısında düşüşler olacaktır. Bu durum boşluklar sebebiyle oluşan kaçaklar için sürtünme faktörünü artırır. Bu nedenle kaçaklar viskozite artışı ile birlikte düşmektedir.
- Sürtünme kayıpları:** Pompadaki rotor elemanlarının ıslak yüzeylerinde meydana gelen sürtünme kayıplarıdır. Bu kayıplar



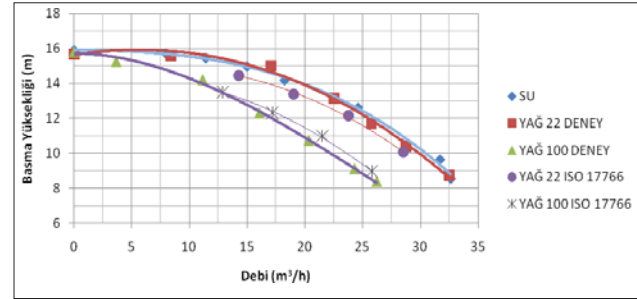
Şekil 4. Sürtünme kayıplarının etkisi ile viskoz sıvılar için verim düzeltme katsayısı.

viskozite değerinin artması ile artacaktır. Bu sürtünme kayıpları pompanın çektiği gücün artmasına sebep olacağı için verim üzerinde azalmaya sebep olur ve önemli bir etkiye sahiptir. Sürtünme kayıpları viskoz sıvı uygulamalarında güç tüketimi konusunda büyük bir etkiye sahiptir.

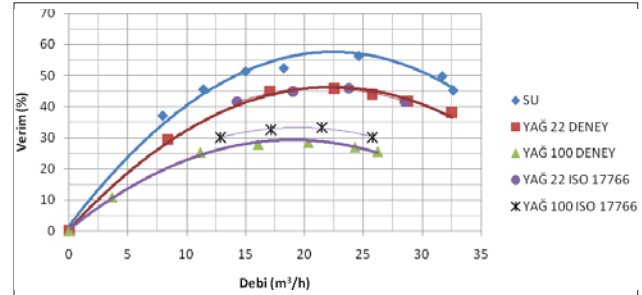
Termal etkiler: Bütün güç kayıpları, dış mekanik kayıplar hariç sıvıya ısı ilavesi ile azaltılabilir. Sıvının sıcaklığının artması ile viskozite değeri düşeceğinden güç kayıpları azalacaktır. Sıvının sıcaklığı arttığı zaman, kayma gerilmesine bağlı olarak sürtünme kayıpları ve verim etkilenecektir. Özellikle 1000 cSt'un üzerinde viskoziteye sahip akışkanlar için bu işlem faydalı olabilmektedir. Fakat etkileri kolay bir şekilde ölçülememektedir.

Güç eğrisi: Viskozite değerinin artması ile basma yüksekliği ve mekanik kayıplar çok fazla etkilenecek şekilde beraber, çekilen güç değerinde sürtünme kayıplarından dolayı önemli ölçüde artış meydana gelecektir. Viskoz sıvılar için güç $P_{vis}=f(Q)$ olarak gösterilebilir.

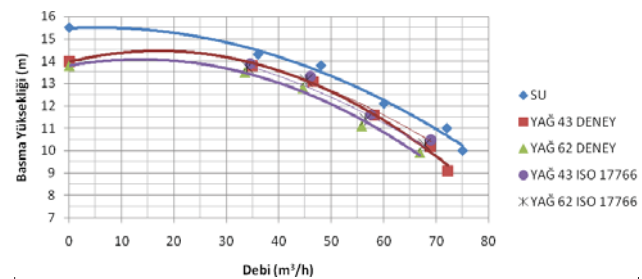
ENPY_g: Kanat hücum açısındaki basınç dağılımı $ENPY_g$ 'yi etkilemektedir. Basınç dağılımı, çark girişi ve pompa emme flanşı arasındaki hidrolik kayıplara ve reynolds sayısına bağlıdır.



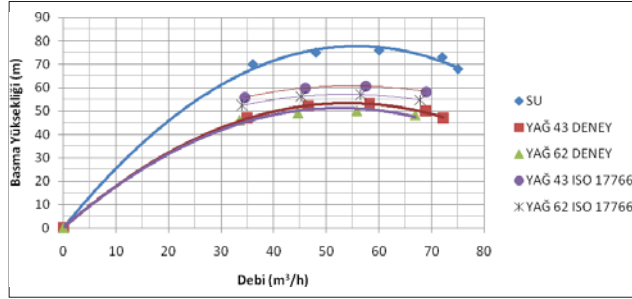
Grafik 1. 22 cSt ve 100 cSt viskozite değerlerine göre debi – basma yüksekliği karşılaştırması.



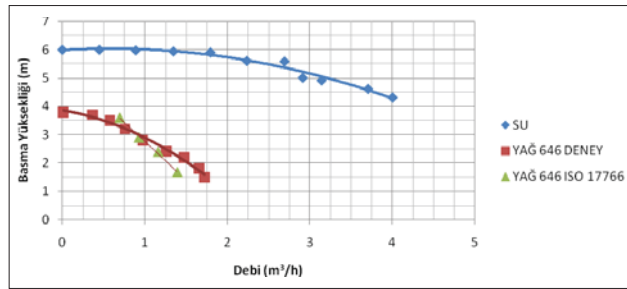
Grafik 2. 22 cSt ve 100 cSt viskozite değerlerine göre verim değerlerinin karşılaştırılması.



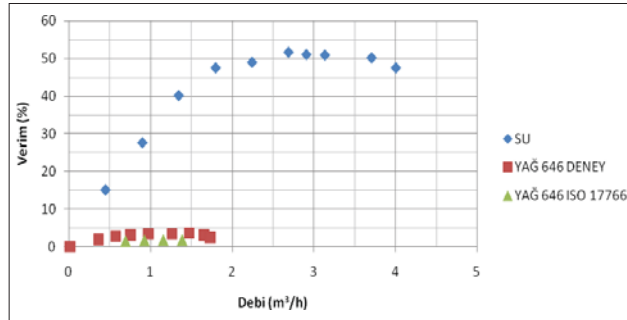
Grafik 3. 43 cSt ve 62 cSt viskozite değerlerine göre debi – basma yüksekliği karşılaştırması.



Grafik 4. 43 cSt ve 62 cSt viskozite değerlerine göre verim değerlerinin karşılaştırılması.



Grafik 5. 646 cSt viskozite değerine göre debi – basma yüksekliği karşılaştırması.



Grafik 6. 646 cSt viskozite değerine göre verim değerlerinin karşılaştırılması.

Bu kayıplar viskozitenin artması ile artış gösterir ve $ENPY_g$ 'yi etkiler. $ENPY_g$ 'yi etkileyen diğer bir faktör ise sıvının termodinamik özellikleri ve sıvı içerisindeki gaz miktarıdır.

$ENPY_g$ rotodinamik pompaların emme yüksekliği karakteristiklerini belirtir.

Viskozitenin $ENPY$ üzerinde iki türlü etkisi vardır:

- ▶ Viskozite artışı ile sürtünme kayıpları artacağından $ENPY_g$ artış gösterecektir.
- ▶ Viskozite artışı akışkan içerisindeki havayı ve buhar tanecik difüzyonunu azaltacaktır. Bu durum baloncukların büyümesini yavaşlatır aynı zamanda termodinamik bir etki oluşturur ki bu etkilere sonuç olarak $ENPY_g$ değerini biraz düşürür.

9. SONUÇ

ISO/TR 17766 Teknik Raporu'nda belirtilen deneysel ve kayıp analiz metoduna dayanan hesap yönteminin hassasiyetini belirlemek amacıyla 5 farklı deney üzerinde karşılaştırmalar yapılmıştır.

22 cSt ve 100 cSt viskoziteye sahip yağlarla yapılan deneyler[3] ve ISO/TR 17766 Teknik Raporu'nun sayısal hesap yöntemine göre yapılan hesaplamalar sonucuna göre debi-basma yüksekliği eğrilerinde (**Grafik 1**) benzer sonuçlar alınmıştır. Debi-verim eğrisinde (**Grafik 2**) ise 100 cSt viskoziteli akışkan için optimum noktada yaklaşık %5'lik bir fark oluşmuştur. Bunun yanı sıra, 22 cSt viskoziteli yağ basılması durumunda deney sonuçlarına göre basma yüksekliğinde su basılması durumuna göre artış görülmüştür. Bunun sebebi olarak viskozitenin artması ile çark içerisindeki bağıl sirkülasyonun suya göre azalmış olma ihtimali gösterilebilir[6].

43 cSt ve 62 cSt viskoziteye sahip yağlarla yapılan deneyler [4] ve ISO/TR 17766 Teknik Raporu'nun sayısal hesap yöntemine göre yapılan hesaplamalar sonucuna göre debi-basma yüksekliği eğrisinde (**Grafik 3**) benzerlik görülmektedir fakat debi-verim eğrisine (**Grafik 4**) bakıldığında optimum noktada her iki yağ için yaklaşık %5'lik bir fark gözlenmiştir.

646 cSt viskoziteye sahip yağla yapılan deney [5] ve ISO/TR 17766 Teknik Raporu'nun sayısal hesap yöntemine göre yapılan hesaplamalar sonucuna göre debi-basma yüksekliği eğrisine (**Grafik 5**) bakıldığında optimum nokta civarında eğrilerin yapısının birbirine benzediği görülmektedir. Bu durumun da, su ile elde edilen pompa performansının belirlenmesindeki belirsizliklerden de kaynaklanabileceği göz önünde bulundurulmalıdır. Debi-verim eğrilerinin (**Grafik 6**) ise uyduğu görülmektedir.

Genel olarak 3 farklı kaynaktan alınan 5 farklı viskozite değerine sahip farklı yağlar ile yapılan deney sonuçları ile ISO/TR 17766 Teknik Raporu'nun hesap yöntemi kıyaslandığında debi, basma yüksekliği ve verim değerlerinin, belirsizlikler de göz önünde bulundurularak, deneylerle uyduğu söylenebilir. ANSI/HI 1.3-2000 standardında viskoz sıvı basılması durumunda viskoz performans eğrisini tahmin etmek için kullanılan grafiklere göre, ISO/TR 17766 Teknik Raporu, pompa üreticisine ve kullanıcıya çok daha pratik bir çözüm sunmaktadır. Yüksek deney maliyetleri göz önüne alındığında ve ayrıca deney yapma imkanının kısıtlı olduğu durumlarda ve ortamlarda, viskozitenin pompa üzerindeki etkisinin bilinmesi masraflı ve yorucu bir iş haline gelmektedir. Bu gibi durumlarda hem ekonomik açıdan hem de zamandan tasarruf etmek amacıyla pratik yöntemlerin kullanılması en uygundur.

Sonuç olarak, deneysel verilerle ISO/TR 17766 Teknik Raporu'nda anlatılan pratik yöntemin göstermiş olduğu benzerlikler de yöntemi güvenilir ve uygulanabilir kılmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] "Centrifugal Pumps Handling Viscous Liquids – Performance Correction" ISO/TR 17766:2005 Technical Report
- [2] "American National Standard for Centrifugal Pumps for Design and Application" ANSI/HI 1.3 – 2000
- [3] Ayder E. ve Özgür C., "Sıvı Viskozitesinin Pompa Performansına Etkisi", 4. Pompa Sergisi ve Bildiriler Kitabı
- [4] Shojaeefard M. H., Boyaghchi F. A. ve Ehghaghi M.B., "Experimental Study and Three Dimensional Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump When Handling Viscous Fluids"

- [5] Ali N., Abdelkrim L. ve Karim B. S. M., "Performance Prediction of Centrifugal and propeller Pumps for High Viscous Fluids From Experimental Results of Water"
- [6] Kaya M., "Santrifüj Pompa Performansının Sayısal Analizi", Sayfa 59-72, 2009

SUMMARY

In this paper the centrifugal pump characteristic are investigated in case of viscous fluids as Newtonian fluids. Effects of high viscosity on centrifugal pumps are not easy to find in experiments. When a high viscous fluid is pumped by a centrifugal pump head, capacity, power and efficiency of the pump will change due to increased losses in comparison to water performance of the pump. The purpose of this work is to predict of the viscous effects on centrifugal pump comparing the test results with ISO/TR 17766 Technical Report and to suggest practical method of ISO/TR 17766 Technical Report which has similar results with experiments. ISO/TR 17766 Technical Report is recommended to obtain a practical solution for a centrifugal pump in case of viscous fluids.

In industrial application with the transfer of high viscous fluid is becoming widespread, the viscosity effects are not negligible to selecting the pump for viscous fluids. Especially, together with the spread of energy efficient, energy consumption started to be important. As a result the effects of viscous fluid on centrifugal pump should be investigated correctly.

ÇEKVALF VE VANA TEST STANDI DÜZENEĞİ

Eyüp AKDEMİR

Asteknik Vana – Elmak Mak. San. ve Tic. A.Ş.

Selçuk KOCAMAN

Asteknik Vana – Elmak Mak. San. ve Tic. A.Ş.

ÖZET

DN600'e kadar vanaların maksimum 2000m³/h debi ile basınç kayıplarının hesaplanabilmesi, çekvalflerin debi/pozisyon grafiklerinin çıkarılması, dinamik tork değerlerinin hesaplanması ve pompa durması durumlarındaki çekvalf kapanma performansının ölçülmesi maksadıyla aralarında 10 metre kot farkı bulunan iki depo arasında Avrupa[1] ve Amerikan[2][3] standartlarına uygun deney standı TÜBİTAK TEYDEB desteğiyle yapılmıştır. Bu bildiride, söz konusu deney standının ekipmanlarıyla beraber tanıtılması ve test prosedürleri anlatılacaktır.

1. GİRİŞ

Boru hatlarında kullanılan vanaların akış katsayılarının bilinmesi pompa seçimi, hat çapı seçimi ve diğer ekipmanların doğru olarak seçilmesi açısından büyük önem arz etmektedir. Özellikle enerji verimliliğinin gittikçe önem kazandığı günümüzde boru hatlarında kullanılan vanaların Kv değerlerinin önemi de iyice artmıştır.

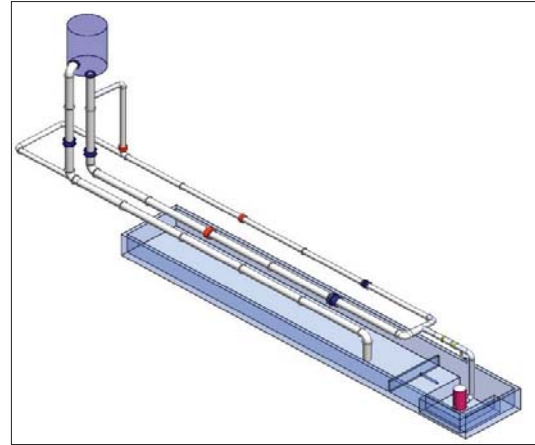
DN600 çapa kadar vana ve çekvalflerin dinamik analizlerinin yapılması maksadıyla tasarlanan deney standı TÜBİTAK TEYDEB desteği ile inşa edilmiştir. Söz konusu deney standında vanaların akış katsayılarının (Kv) hesaplanması, dinamik torkların ölçülmesi, çekvalflerin açılma debileri hesaplanabilecektir.

Deney Standındaki Ekipmanlar

- 20mSS 2000m³/h debili 160kW motorlu dalgıç pompa
- 4-20mA çıkışlı fark basınç ölçer
- 4-20 mA çıkışlı gauge basınç ölçer
- 316 paslanmaz çelik orifis metre
- Debi ayar vanası
- 350 ton beton yer altı tankı
- 20 ton polietilen tank
- Test vanası pozisyon transmitteri
- Ultrasonik seviye ölçümü
- Tank sıcaklık ölçümü
- Manyetik tork ölçüm cihazı
- Veri toplama sistemi

2. DENEY STANDI DİZAYNI

Pompanın DN400 çıkış hattından sonra test standı inegal te (400x400x600) bağlantı ile ayrılarak DN400 ve DN600'lük iki adet



Şekil 1.

test hattına dönüşmektedir. Testlerin yapılacağı düzlükten sonra iki hat da 10 metre yükselerek 20 tonluk tanka bağlanmaktadır. Pompa seçimlerinde DN600'lük hatta 2,5 m/s hızlara ulaşmak hedeflenmiştir. Hattaki lokal ve sürtünme kayıplarının hesaplanması neticesinde pompanın manometrik basma yüksekliği (Hm) 19 mSS olarak hesaplanmıştır. Seçilen dalgıç pompanın emiş yapacağı yerdeki yan duvarlara minimum uzaklığı ve minimum su seviyeleri PD CEN/TR 13930:2009 standardına[4] uygun olarak pompa çukuru açılarak sağlanmıştır. Ayrıca tanka geri dönüş borusunun oluşturacağı dalgalanmaları engellemek için çalkantı bariyeri de inşa edilmiştir. (Şekil 1)

Aynı test standında hem vanaların Kv değerlerini hesaplayabilmek hem de çekvalflerin açılma debilerini ve kapanma performansını gözlemlemek mümkündür. Çekvalf deneyleri için 10 m'lik kot farkından faydalanılırken, Kv hesaplamaları için 10 m'lik çıkış hattının vanası kapatılarak geri dönüş hattına bypass yapılır. (Resim 1)



Resim 1.

Deney standındaki debi ölçümü 316 kalite paslanmaz malzemeden BS EN ISO 5167-2:2003 [5] standardına göre imal ettiğimiz DN400 orifis plakasıyla yapılmaktadır. Orifis plakasının d=400 mm önündeki ve d/2 = 200 mm arkasındaki ΔP ölçülecek. Deşarj katsayısı C_d hesaplanacak ve aşağıdaki denklemler yardımıyla debi hesaplanacaktır[6].

$$C_d = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + \frac{91.71\beta^{2.5}}{Re^{0.75}}$$

$$Q = \frac{C_d}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta P \rho}$$

Test standının boyutlarının ortaya çıkarılmasında EN1267 ve ANSI/ISA 75.02-2008 standartlarından faydalanılmıştır. Buna göre test edilecek vananın önünde ve arkasında en az 20 x DN düzlük olması gerekmektedir. Ayrıca test vanasından 2 x DN önce ve 10 x DN sonraki ΔP ölçülerek aşağıdaki denklemden Kv hesabının yapılması gerekmektedir.

3. AKIŞ KATSAYISI (Kv) NEDİR?

EN 1267:1999 standardındaki tanımına göre Akış Katsayısı (K_v) vananın içinde 1 bar'lık basınç kaybına tekabül eden debi (kg/m^3) miktarıdır. Akış katsayısının Amerikan ölçü birimleriyle hesaplanan (gallon/dakika ve psi) haline de C_v denmektedir.

$$K_v = q_v \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_v \times \rho_0}}$$

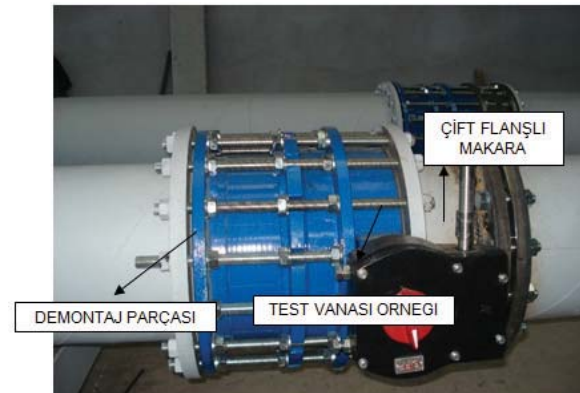
Formülünden de anlaşılacağı üzere K_v değeriyle basınç kaybı ters orantılıdır, yani basınç kaybı düştükçe K_v değeri artar.

4. AKIŞ DİRENCİ (Zeta ζ) NEDİR?

Akış direnci de, adından da anlaşılacağı üzere vananın akışa karşı yaptığı dirençtir. Basınç kaybı arttıkça vananın akış direnci de artar.

$$\zeta = \frac{2 \times \Delta p_v}{\rho \times u^2}$$

K_v ölçümleri yapılırken dikkat edilmesi gereken önemli noktalardan biri de, hesaplamalarda boruların sürtünme katsayılarını çıkarmaktır. Bunu sağlamak için test vanası yerine boru parçası koyarak sistemin basınç kaybı hesaplanmalı ve vana sisteme dahil edildiği zaman oluşan basınç farkından çıkarılmalıdır. Deney standında farklı vana genişliklerini (face to face) test edebilmek amacıyla **Resim 2**'de görüldüğü gibi flanşlı makaralar hazırlanmıştır. Böylece deney standının pek çok vana tipi için de kullanılması sağlanmıştır.



Resim 2.

5. ÇEKVALF DENEYLERİ

Deney standında çekvalflerin açılması için minimum debi ihtiyacı, tam açıldığı durumdaki basınç kaybı, pompanın devreden çıktığı anlarda çekvalfin kapanma süreleri, hatta oluşan basınç artışları ve çekvalfin maruz kaldığı burulma momentleri de incelenebilmektedir. Deney standındaki kot farkı sayesinde sistemdeki pompa devreden çıkarılarak gerçek hat simülasyonu yapılabilmektedir. Vananın miline bağlanan manyetik torkmetre ile mile gelen yükler ölçülmektedir. Çekvalf üzerinde bulunana yardımcı ekipmanların ağırlık kolu, hidrolik damper vb. sistem üzerindeki etkileri de incelenebilmektedir.

6. VERİ DEPOLAMA SİSTEMİ

Deney standı üzerinde bulunan basınç, sıcaklık, seviye ve tork ölçüm cihazları SCADA sistemi üzerinden takip edilmekte ve ölçümler istenen sıklıkta kaydedilmektedir. Ölçümlerin yapılmasının yanı sıra debi-vana pozisyonu, basınç kaybı-vana pozisyonu, basınç-zaman, debi-zaman, debi-tork grafikleri de alınabilmektedir.

7. AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN ÇIKARILMASI

Deney standında vanaların DN600'e kadar 0-90 derece aralığındaki K_v değerleri hesaplanarak akış karakteristikleri çıkarılabilir. Ayrıca, yapılan bu deney standı sanal ortamda yapılan CFD analizlerini doğrulamak/düzeltilmek için yol gösterici olacaktır. Ayrıca, K_v değeri yüksek, sisteme getirdiği yük düşük vanaların üretilmesinde önemli rol oynayacak ve enerji verimliliği konusunda firma duyarlılığımızı arttıracaktır.

Teşekkür

Projemizde bilgi birikimi ve tecrübesiyle bize yol gösteren Prof. Dr.Habib UMUR'a teşekkürlerimizi sunarız.

KAYNAKLAR

- [1] EN1267:1999 "Test of flow resistance using water as a test fluid"
- [2] ANSI/ISA 75.02:2008 "Control valve capacity test procedure"
- [3] AWWA M49 "Butterfly Valves: Torque, Head Loss and Cavitation Analysis"
- [4] PD CEN/TR 13930:2009 "Rotodynamic pumps- Design of pump intakes – Recommendations for installation of pumps"
- [5] BS EN ISO 5167-2:2003 "Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full Part2: Orifice Plates"
- [6] Umur, H., "Akışkanlar Mekaniği", 4.Baskı Dora Yayınları

SUMMARY

This novel experimental setup can be used for headloss calculations of valves, obtaining of flow rate/valve position graphs, measuring dynamic torque values at 2000m³/h flow rate up to DN600 pipe size. Moreover, with the help of 10 meter vertical line at the end of the experimental setup, pump failure scenarios can also be observed. Orientation of setup equipments have been ensured to meet European [1] and American [2],[3] standards.

VANALARDA KAVİTASYON VE VANA TİPİNE GÖRE KAVİTASYON ÖNLEMLERİ

Faruk Tanıl TEKGÜL

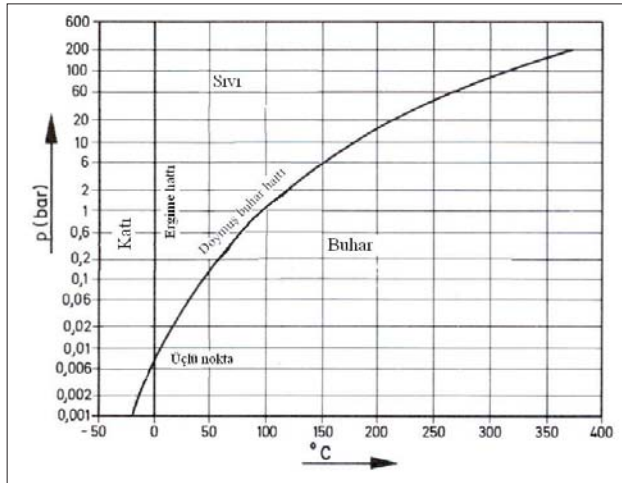
Gedik Döküm ve Vana San. ve Tic. A.Ş.

ÖZET

Vanalar, akışkanların yolunu açıp, kapatıp veya farklı açılarla akmasını sağlayan ekipmanlardır. Bunları yaparken artan su debileriyle birlikte basınç farkları oluşur. Oluşan bu basınç farkları sonucu kavitasyon meydana gelir. Kavitasyon vanaya ve tesisata zarar veren bir olaydır. Bunların önlenmesi için önemli tedbirler almak gereklidir. Bunların başında, kavitasyon oluşabilecek yerlerde ki armatürlerden sonra borunun çapını büyütmek, akışkan hattına basınçlı hava üfleme veya kavitasyonu azaltan uygun vana tipinin seçilmesidir.

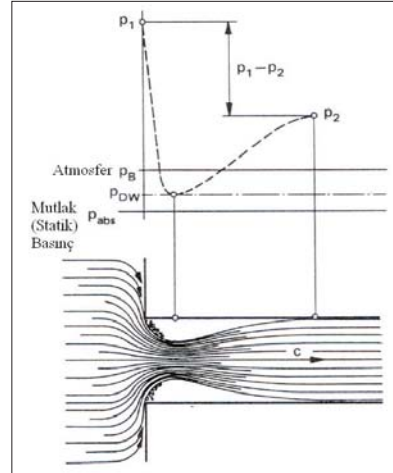
Sürekli artan su debilerinde ve buna bağlı olarak gerçekleşen basınç farklarından doğan kavitasyon tehlikesinde, bilhassa büyük çaplı armatürlerde ilave konstraktif tedbirler gerekli olmaktadır. Dolayısıyla genellikle üreticiler tarafından dikkate alınmayan bu hususa, uygulamacıların özel tedbir almaları gerekmektedir. Üretimi bitmiş bir vana üzerinde değişiklik yapılamayacağına göre, işletmecilerin şartlarını buna göre seçmeleri gerekecektir.

Sıvı akış hatlarında ani basınç düşmeleri sonucu (PT diyagramı **Grafik 1**) basıncın o andaki sıcaklığa uygun değere düşmesi ve buna bağlı olarak sıvının doymuş buhar fazına geçmesi sonucu gerçekleşen oluşuma kavitasyon denir.

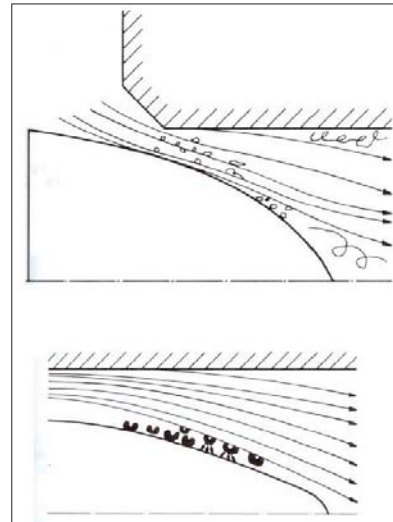


Grafik 1. PT diyagramı.

Buhar oluşumunu hızlandıran olayların başında sıvıda (bilhassa suda) çözülmemiş bulunan gazların ayrışması önemli rol oynamaktadır. Statik basıncın kaynama basıncının üzerine çıktığı bölgeye erişen buhar kabarcıkları patlamaya başlar. Kabarcıklar patlamadan önce büzülür, zayıf noktasından kabarcık içindeki sıvı çok yüksek hızla akım hattı duvarına çarparak onu yorar ve kısmen karıncalandırır. Ayrıca bu patlama esnasında akışkanda titreşimler meydana getirir. Bu ise vana elemanlarında önemli hasarlar doğurabilir.

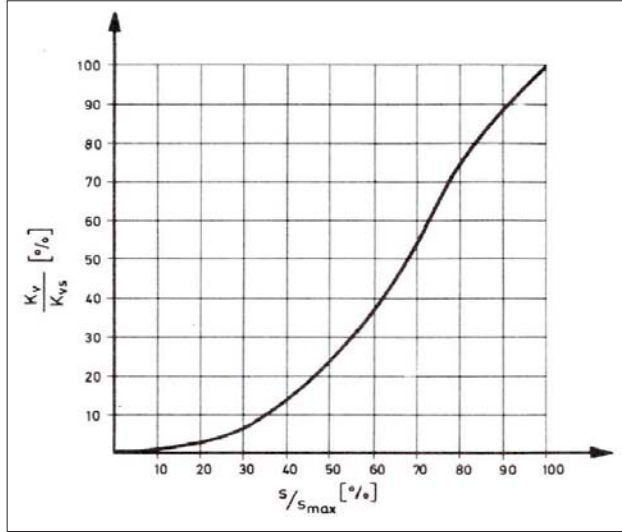


Şekil 1. Kısılma esnasında basıncın düşmesi.



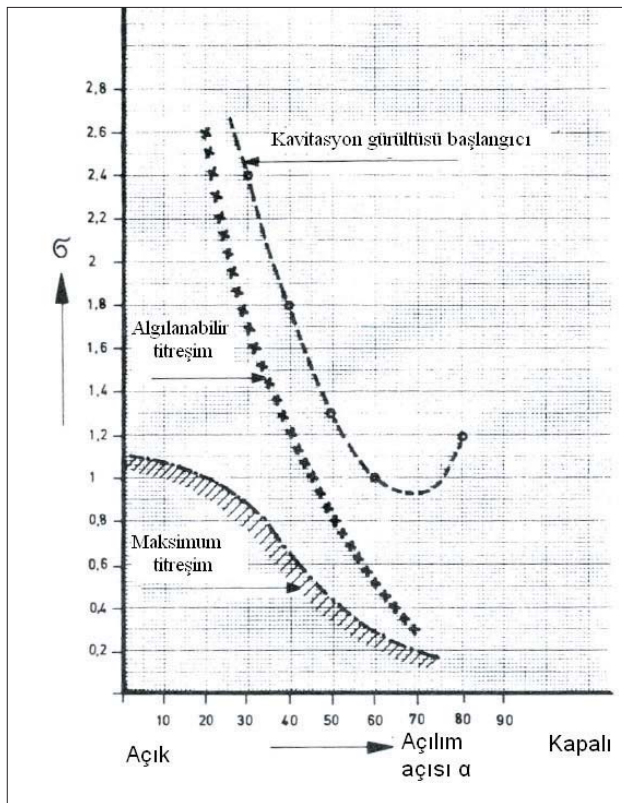
Şekil 2. Kesit daralması esnasındaki basınç şoku ve kavitasyon oluşumu.

Su ve sıvı hatlarında en sık kullanılan armatür tipi kelebek vanadır. Kelebek vana karakteristik fonksiyonu K_v/K_{vs} $f(S/s_{max})$ ideale yakın bir paraboldür. (Grafik 2)

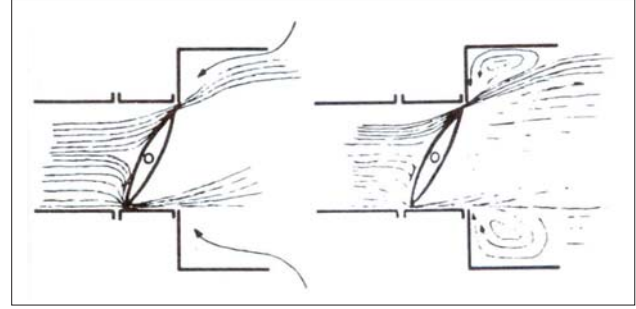


Grafik 2. Bir kelebek vana karakteristik eğrisi.

Ancak bu da belli sınırlarda problemsiz çalışır. Belli açı açıklığında diskin üzerinden atlayan akışkanın kaviteye neden olabilmesi diskin her iki yüz arasındaki fark basıncına, akım hızına akış yönünde disk sonrası statik basınca ve disk açısına bağlıdır. (Grafik 3) Disk sonrası akım hattına hava üflenmesiyle titreşimler ve ses oluşumu önlenir. (Şekil 3)

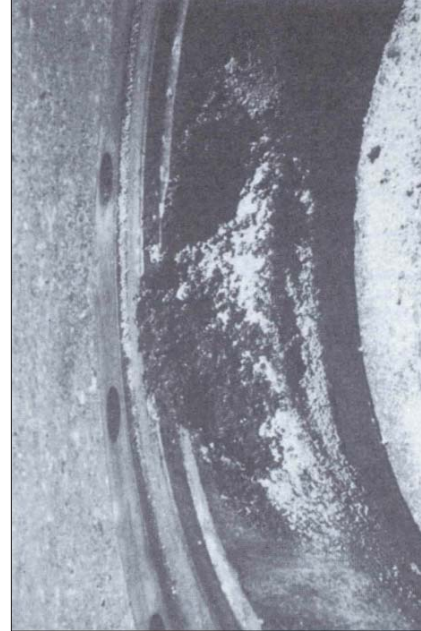


Grafik 3. Kelebek vanada kapama açısına bağlı olarak değişen Thomas kavite sayısının değişimi.



Şekil 3. Kelebek vanada hava veya su püskürtülerek kaviteye neden olabilmesi.

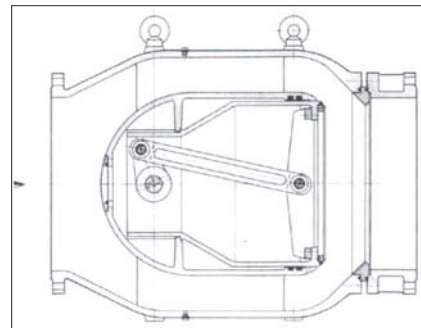
Bu hususta çeşitli araştırmalar kelebek vana diskinin kapanmaya başladığı andan itibaren kaviteye yaratabilme özelliğine ikaz etmektedirler. (Resim 1) Kısılma organının (vananın) boru içinde mi yoksa boru sonunda serbest atmosfere mi açıldığı, aynı vana için büyük önem arz etmektedir. Atmosfere açılan vanalarda genel olarak kaviteye oluşmamaktadır.



Resim 1. Bir kelebek vanada gövdedeki kaviteye tahribatı.

Kelebek vana uygulamalarında kaviteye engelleyecek en basit yöntem vanadan sonra büyük çap kullanmaktır.

Bilhassa büyük çaplarda baraj vanası olarak pistonlu bilezik vanalar kullanılmaktadır. (Şekil 4) Bunlarda kaviteye oluşumu, vana fonksiyonuna etki eden ayarlanma kabiliyetiyle azaltılabilmektedir. Ancak her türlü tedbir Kvs değerinin küçülmesine neden olmaktadır.

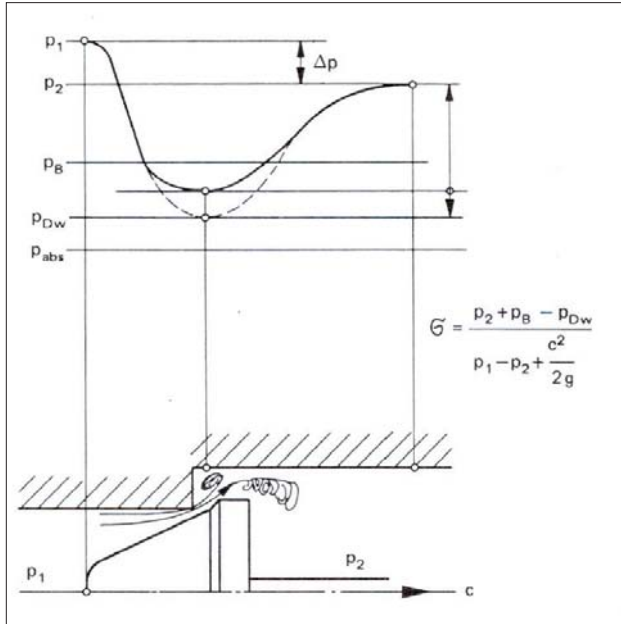


Şekil 4. Bilezik formu pistonlu vana kesiti.

Buhar kabarcık oluşumu buhar basıncından başka suda çözülmemiş bulunan gazlara bağlıdır. Bunlar bir mikroskobik parçaçık gibi buhar kabarcığının oluşumuna etki eder. Bu çözülmemiş ve su içinde bulunan gaz kabarcıkları sanki maya etkisiyle kabarcık oluşumuna etki eder. Basıncın düşmesi sıvı akışının ivmelendirilmesiyle olur. Buhar kabarcıkları en büyük çapa eriştikten sonra akımla beraber buharlaşma basıncından daha büyük basınç bölgesine eriştiğinde (statik basınç buhar basıncından daha büyük bölge) küçülmeye başlarlar.

Suda kabarcık büyümesi 80 °C'ye kadar sıvının ataletine bağlıdır. Bu sayede kabarcığın büyümesi basıncın en düşük olduğu noktadan sonrada devam eder. Buhar kabarcıkları patlamadan önce büzülürler. Büzülme esnasında zayıf noktalar oluşur. Bu noktalardan sıvı çok küçük çaplı jet gibi büyük hızda çıkar ve duvarlara çarpar. Bu şekilde malzemenin yorulması ve yüzeyinin poroz haline gelmesine neden olur. Kavitasyon ivmelendirmenin meydana getirdiği basınç düşmesinin büyümesine neden olur. Buhar kabarcıklarının patlayıp gaz akımına neden olması suda titreşimlerin doğmasına; bu ise armatür elemanları ve bağlantıların tahribatına neden olur.

Şekil 5'te kısılma noktasındaki basınç değişimi görülmektedir. Basınç düşümü ile kalan basınç kaybı vanada tekrar kazanılır. Buna basınç geri kazanımı denir. Sürtünme sonucu oluşan basınç kaybı sıcaklığın artmasına ve kavitasyon tehlikesinin büyümesine neden olur.



Şekil 5. Bir vanadaki kısılma noktasındaki basınç değişimi.

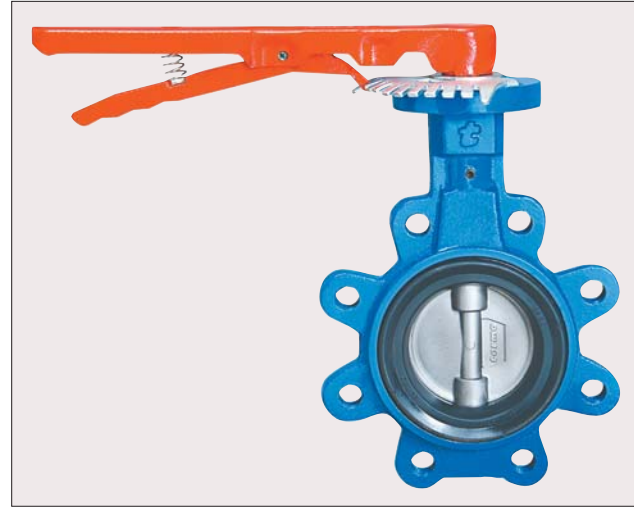
Kavitasyon oluşumu esnasında doğan akım şartlarını tarif etmek kolay değildir. Buradaki akışkanlar mekanik yüksek komplikasyona sahiptir. Dolayısıyla kavitasyon oluşumunu basite indirerek Thomas kavitasyon sayısı ile ifade etmek genel olarak kabul gören durumdur. Thomas sayısı σ bir mukayese eşitliğine dayanmaktadır.

$$\sigma = \frac{P_2 + P_3}{(P_1 + P_2) + \frac{c^2}{2g}}$$

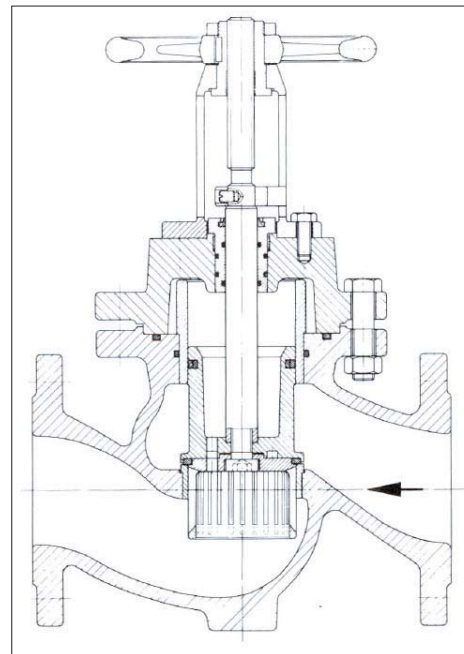
- P₁: Girişteki basınç
- P₂: Çıkıştaki basınç
- P₃: Atmosfer basıncı
- c: Borudaki akım hızı
- g: Yerçekim ivmesi

Şekil 5'te görüldüğü üzere kavitasyon öncelikle P2 basıncına bağlıdır. Bu demektir ki öncelikle potansiyel enerjinin kinetik enerjiye kısılma noktasındaki dönüşüm oranına bağlıdır. Armatürlerde kavitasyon etkisini konstrüktif tedbirlerle azaltmak ancak belli tiplerde uygulanabilecek değişikliklerle başarılı olmaktadır. Bu husus Şekil 6'da görülen ve proses tekniği kontrol uygulamalarında yoğun bir şekilde kullanılan kontrol vanalarında başarılı olmuştur.

Kelebek vanalar; su dağıtımı ve su arıtmada her türlü büyüklükte en yaygın kullanılan armatür tipidir. Bu kullanma sahasında beklenen hidrokinamik problemler proses tekniği uygulamalarındakilerle



Resim 2. Kelebek vana.

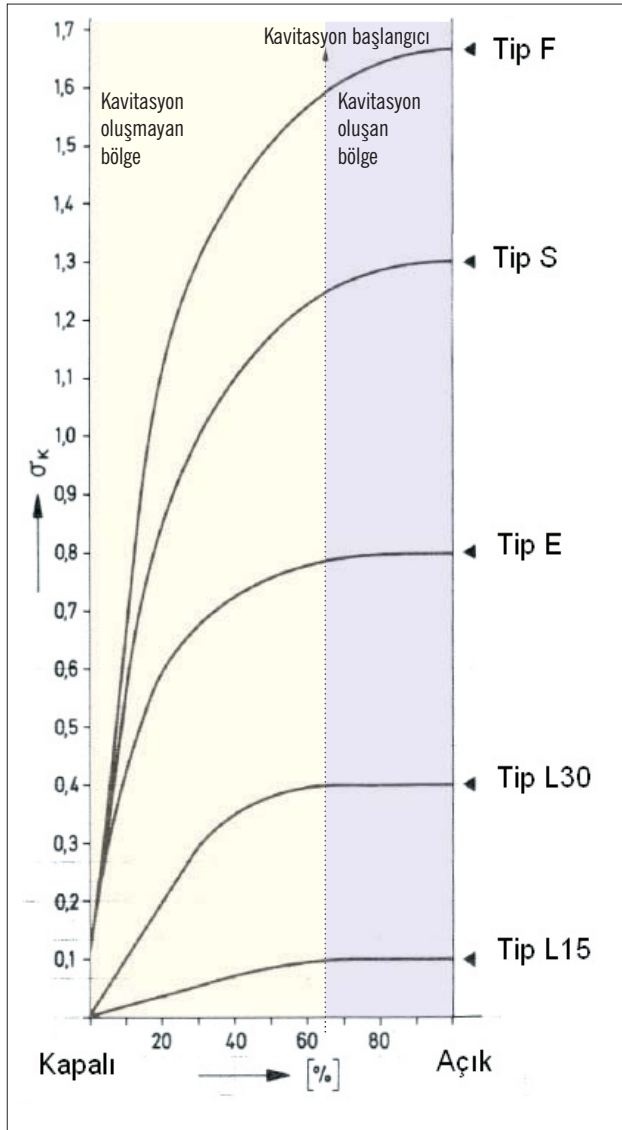


Şekil 6. Bir kontrol vanası kesiti.

mukayese edilmese de kavitasyon oluşumuna karşı dikkatli olunmalıdır. Basit olarak algılanabilen kavitasyon oluşumu için armatürdeki fark basıncı armatürün bağlı olduğu borudaki karşı basınçtan büyük ise ortaya çıkar.

Kelebek vananın karakteristik eğrisi **Grafik 2'**de görülmektedir. Burada vanayı terk eden akışkan hattına basınçlı hava gönderilirse titreşimler ve akım darbe yansımaları önlenabilir. **Şekil 5'**te σ değerine bağlı olarak oluşabilecek kavitasyon başlangıcı ile titreşimin sınırları görülmektedir. Eğer armatürden sonra boruda çap büyümesi varsa veya dış ortama açılıyorsa kavitasyon oluşmaz. Akım formundan görüldüğü üzere boru genişlemesi sonucu hava veya su akışı köşelerde sirkülasyona neden olmakta, bu ise kavitasyon oluşumunu önlemektedir. Eğer giriş basıncı büyük ise, bu taktirde vana önüne kısılma elemanı konur veya birden fazla vana seri olarak kullanılır.

Kavitasyon tehlikesini azaltan en önemli vana tiplerinden biri Bilezik Formlu Pistonlu Vanalardır. (**Şekil 4**)



Grafik 4. Bilezik formlu pistonlu vanalarda kritik Thomas sayısı değişimi.

Pistonun gövdeye oturma formuna bağlı olarak çeşitli vana tipleri bulunmaktadır. Bunlardan bazıları **Grafik 4'**te görüldüğü gibi ayrıca bu tiplerin kritik kavitasyon faktörü eğrileri de görülmektedir. Buradan yola çıkarak, bunlar kelebek vanaya göre kavitasyona karşı daha az duyarlıdır.

Bu tiplerden L 15 ve L 30 delikli çıkış plakası ile donatılmıştır. Bu şekilde enerjinin büyük kısmı sürtünme kayıpları ile dönel akım dönüşüme uğramaktadır. Bu şekilde titreşimler ve gürültü akımları önemli oranda sönümlendirilmiş olur. Ancak delik plaka ile Kvs değerinde %70'e kadar azalma olur. Benzer olay kanallı veya delikli pistonlu kontrol vanaların da bulunmaktadır.

SUMMARY

All of the valves which use for opening, closing or providing with different angles flow are equipments. While these conditions occur, pressure differences are consisted with increasing water flow rate. Because of the pressure differences, cavitation occurs. Cavitation causes so big damage for valves and fitting. We need to take a significant protection to prevent from this situation. At the beginning of them; enlarging the diameter of the pipe after valves, blowing compressed air to the fluid line or choosing the appropriate type of valve to reduce cavitation which may occur in places.

İSTANBUL'DA EVSEL ATIKSU ARITMA TESİSLERİNDE KULLANILAN POMPALAR VE İŞLETME SORUNLARI

Ahmet DEMİR

İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi

Gıyasettin GÜNEŞ

İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi

Osman YILDIZ

İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi

Hayriye Ebru ABAMOR

İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi

ÖZET

Yerleşim bölgelerinin çevresel gelişimini etkileyecek en önemli faktörler, atıksu arıtma tesislerinin işlevselliği ve arıtma verimliliğidir. Atıksu arıtma tesislerinde minimum maliyet ile istenilen atıksu arıtma deşarj standartlarının elde edilmesi ve enerjinin optimum biçimde kullanımının sağlanması gerekmektedir. Atıksu arıtma tesislerinin işletilmesi esnasında, kullanılan proses ve ekipmanlara bağlı olarak yoğun şekilde enerji kullanılmaktadır. Çeşitli oldukça fazla olan atıksu arıtma ekipmanlarının enerji gereksinimleri de farklılıklar gösterir. Arıtma tesislerinde kullanılan enerjinin önemli bir bölümü pompalar tarafından tüketilmektedir.

Günümüzde atıksu arıtma tesisleri gittikçe daha karmaşık hale gelirken, kullanılan atıksu pompaları ve akış oluşturunucuların güvenilirlik ve düşük işletme maliyetleri gibi fonksiyonları yerine getirmesi zorunlu hale gelmiştir. Enerji fiyatlarının ülkemizde giderek artmasından dolayı atıksu arıtma tesislerinde enerji tasarrufu önemli bir konu haline gelmiştir. İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi'ne ait 36 adet evsel atıksu arıtma tesisi ve 57 adet evsel atıksu terfi merkezi bulunmaktadır. Bu çalışmada, İstanbul'da bulunan mevcut atıksu terfi merkezlerinde bulunan pompalardan kaynaklanan işletme problemleri ve bu pompaların işletme performansları açıklanacaktır.

1. GİRİŞ

Artan enerji maliyetleri sebebiyle, atıksu arıtma tesislerinde enerji yönetimi ve enerji verimliliği tesis işletmecileri için önem arz etmektedir. Atıksu arıtma tesislerinde enerji yönetimi "minimum maliyet ile istenilen atıksu arıtma deşarj standartlarını elde etmek ve sürdürülebilir kalkınmanın sağlanabilmesi için enerjinin optimum ve sürekli olacak biçimde kullanımının sağlanması" anlamına gelmektedir. Oldukça kapsamlı olan bu tanım, atıksu arıtma tesisi projelendirilmesinden başlayarak atıksu arıtma tesisinin işletilmesine kadar olan birçok işlemi kapsar. Enerji yönetimi, birçok işlemin incelenmesi ve optimizasyonu ile sağlanabilir.

Atıksu arıtma tesislerinde kullanılan enerjinin miktarı, tesiste kullanılacak ekipmanlara bağlıdır. Yüksek verime sahip ancak düşük enerji ihtiyacı duyan arıtma ekipmanlarının seçilmesiyle

arıtma tesisinde önemli ölçüde enerji tasarrufu yapılabilir. Arıtma tesislerinde enerji kullanımında önemli pay sahibi pompa ve blowerların doğru ve verimli olarak seçilmesi ile tesiste daha az enerji kullanılmış olacaktır.

Pompalar, suyun düşük bir seviyeden daha yüksek bir seviyeye taşınabilmesi amacıyla geliştirilmişlerdir. Arıtma tesislerinde enerjinin büyük bir bölümü pompalar tarafından tüketilmektedir. Atıksu arıtma tesislerinde seçilen arıtma prosesine bağlı olarak pompaların kullanıldığı alanlar şunlardır:

- Evsel atıksuların arıtma tesisinin diğer ünitelerine iletimi,
- Havalandırmalı kum tutuculardaki kum-su karışımının ilgili ekipmanlara iletimi,
- Havalandırmalı kum tutuculardaki yağ-gres karışımının ilgili ekipmanlara iletimi,
- Ön çökeltme havuzunda oluşan primer çamurun iletimi,
- Arıtma tesisi çamurlarının proses havuzlarına geri devredilmesi,
- Arıtma tesisindeki suların karıştırılması,
- Arıtma tesisindeki suların iç sirkülasyonu,
- Fazla aktif çamurun çamur bertarafı ünitelerine iletimi,
- Çamur bertarafı ünitelerinde çamurların ve oluşan sentrat sularının iletimi,
- Atıksu arıtma tesisi sahasında toplanan yağmur sularının deşarjı,
- Kimyasal madde deşarjı,
- Arıtılmış suların tasfiyesi.

2. İSTANBUL'DA ATIKSU ARITIMI

Köklü bir tarihi geçmişe sahip olan İstanbul, binlerce yıldan bu yana dünyanın en büyük ve en önemli şehirleri arasında yer almıştır. Eşsiz coğrafi konumu dolayısıyla, doğu ve batı uygarlıklarının buluşma noktası olmuş ve üç büyük imparatorluğa başkentlik yapmıştır. İstanbul, 13 milyonun üzerinde nüfusu ve 5.453 km²'lik yüzölçümüyle dünyanın en önemli anakentlerinden biridir. İstanbul genelinde her gün yaklaşık olarak 2 milyon m³ su tüketilmektedir. Kullanımdan sonra oluşan atık suların çevre ve halk sağlığına zarar vermeyecek şekilde arıtılması çok önemli bir husustur[1].

Daha sağlıklı ve güvenli bir ortamda yaşayabilmek için, çevreyi korumak, geliştirmek ve iyileştirmek gerekir. Günümüzde çevreyi

kirlenenden unsurların başında atıksular gelmektedir. Deniz, göl ve akarsu gibi su kaynaklarına deşarj edilen atıksular, bu kaynakların kirlenmesinde önemli rol oynamaktadırlar. Bu nedenle atıksuların arıtma tesislerinde en ileri düzeyde arıtılarak alıcı ortamlara verilmesi ve geri kazanılması gerekmektedir. Arıtılarak geri kazanılan atıksuların yer altı ve yerüstü su kaynaklarına katkı sağlaması, park ve bahçe sulamasında ve sanayide kullanılması mümkündür[1].

İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi (İSKİ) sorumluluğunda işletilmekte olan 36 adet evsel atıksu arıtma tesisi mevcuttur. İnşası devam eden veya planlanan tesislerin inşasının bitmesiyle gelecekte bu sayı daha da artacaktır. Mevcut atıksu arıtma tesislerinde, şehir genelinde oluşan atık suların yaklaşık olarak % 84'ü fiziksel veya biyolojik olarak arıtılabilmektedir. İstanbul'da mevcut tesislerin 9 tanesi ön arıtma tesisi olup, kalan 27 tesis biyolojik veya ileri biyolojik atıksu arıtma tesisleridir. Bu tesislerde arıtılan atıksu miktarının % 59'u ön arıtmadan, % 40'ı ileri biyolojik arıtmadan ve % 1'ise biyolojik arıtmadan geçmektedir.

3. İSTANBUL'DA ATIKSU ARITIMI TESİSLERİNDEN KAYNAKLANAN ENERJİ TÜKETİMİ

Artan enerji fiyatları ve yeni inşa edilen atıksu arıtma tesisleri sayısına paralel olarak, İstanbul'da bulunan atıksu arıtma tesislerinde kullanılan enerji miktarı da artmaktadır. İstanbul'da kullanılan atıksu arıtma tesisleri; ön arıtma, biyolojik arıtma ve ileri biyolojik arıtma olmak üzere üç ana grupta toplanabilir. Her bir arıtma grubunda kullanılan elektromekanik ekipmanlar da genellikle farklıdır. **Tablo 1'**de, 2009 yılında İSKİ birimlerince tüketilen enerji ve enerji bedelleri gösterilmiştir. Tüketilen enerjinin % 13'ü atıksu arıtma tesislerince kullanılmıştır. Terfi merkezleri için kullanılan enerji ise yaklaşık olarak % 62'ler civarındır.

Tablo 1. 2009 Yılında İSKİ Birimlerince Kullanılan Enerji ve Maliyetleri[2]

Birim Adı	Tüketilen Enerji (kWh/yıl)	Enerji Bedeli (TL/yıl)
Terfi Merkezleri	533.817.563	117.011.080
Su Arıtma Tesisleri	167.282.685	40.980.154
Atıksu Arıtma Tesisleri	107.397.165	24.897.853
Su İsale Tesisleri	1.492.339	323.319
İdari Binalar	25.047.494	6.435.369
Genel Toplam	835.037.246	189.647.775

4. ATIKSU ÖN ARITMA TESİSLERİNDE KULLANILAN POMPALAR VE ENERJİ TÜKETİMLERİ

İstanbul'da bulunan ön arıtma tesisleri, kaba ve ince ızgara, terfi merkezi, kum tutucu, derin deniz deşarjı ve genelde koku giderim sistemlerinden oluşmaktadır. Atıksu ön arıtma tesislerinde enerjinin büyük bir kısmı terfi merkezinde bulunan pompalar tarafından tüketilmektedir. Koku giderim ünitesinde kullanılan ozon jeneratörleri de diğer büyük enerji tüketici ekipmanlardır. **Tablo 2'**de Küçüküsu Ön Arıtma Tesisinde bir ay içinde tüketilen enerji ve enerjinin kullanıldığı üniteler ifade edilmiştir.

Tablo 2. Küçüküsu Atıksu Ön Arıtma Tesisinde Bir Ay İçinde Tüketilen Enerji ve Enerjinin Kullanıldığı Üniteler

Birimler	Elektrik Tüketimi, (kWh/ay)	Toplam Tüketime Oranı, (%)
Aydınlatma	5.077	1,67
Kaba ızgara	1.553	0,51
Terfi Merkezi	167.784	55,1
Ön Arıtma	45.256	14,84
Deniz Deşarj Ünitesi	0	0
Ozon Ünitesi	84.234	27,7
İdari Bina	556	0,18
Kapı Kontrol	6	0

5. BİYOLOJİK ATIKSU ARITMA TESİSLERİNDE KULLANILAN POMPALAR VE ENERJİ TÜKETİMLERİ

Biyolojik arıtma tesisleri genellikle kaba ızgara, terfi merkezi, ince ızgara, ön çöktürme havuzu, havalandırma havuzu, son çöktürme ve çamur arıtım ünitelerinden oluşur. İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresine ait 5 adet (Bahçeşehir AÇ, Çanta AÇ, Ömerli AÇ, Gümüşyaka AÇ, Ataköy Damlatmalı Filtre) biyolojik atıksu arıtma tesisi bulunmaktadır.

Biyolojik atıksu arıtma tesislerinde enerjinin büyük bir kısmı sisteme hava temini maksadıyla hava üfleyiciler (blowerlar) tarafından tüketilmektedir. Terfi merkezleri diğer büyük enerji tüketici ekipmanlardır. İstanbul'da bulunan biyolojik arıtma tesislerine ait enerji tüketimleri **Tablo 3'**te gösterilmiştir.

Tablo 3. İstanbul'da Bulunan Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisleri ve Tükettikleri Enerji[2]

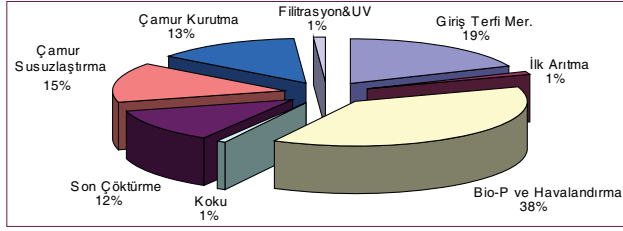
Tesis Adı	Toplam Arıtılan Atıksu Miktarı (m³/ay)	Toplam Tesis Elektrik Tüketimi (kW saat-ay)	Giriş Terfi Merkezi Elektrik Tüketimi (kW saat-ay)
Bahçeşehir Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisleri	217.680	87.687	19.332
Çanta Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisleri	88.950	36.402	10.400
Ömerli Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisleri	13.590	8.590	1.955
Gümüşyaka Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisleri	53.130	22.365	3.988

6. İLERİ BİYOLOJİK ATIKSU ARITMA TESİSLERİNDE KULLANILAN POMPALAR VE ENERJİ TÜKETİMLERİ

İstanbul'da bulunan ileri biyolojik arıtma tesisleri (İBAT), ön arıtma üniteleri, bio-fosfor havuzu, nitrifikasyon ve denitrifikasyon havuzları, son çöktürme havuzları, çamur arıtma üniteleri, koku giderim ve enerji üretim sistemlerinden oluşmaktadır. Derin deniz deşarj sistemi yalnızca Tuzla İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisinde vardır.

İleri biyolojik atıksu arıtma tesisleri, elektromekanik ekipmanın en fazla kullanıldığı arıtma tesisleridir. Bu nedenle yüksek oranda enerjiye ihtiyaç duyarlar. İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi'ne ait 22 adet ileri biyolojik atıksu arıtma tesisi bulunmaktadır.

Paşaköy İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisinde bir ay içinde tüketilen enerji ve enerjinin kullanıldığı üniteler **Şekil 1**'de gösterilmiştir. Paşaköy İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisinde enerjinin en yoğun olarak kullanıldığı üniteler sırasıyla; bio-P ve havalandırma (% 38), giriş terfi merkezi (% 19), çamur susuzlaştırma (% 15), çamur kurutma (% 13) ve son çöktürme (% 12) üniteleridir. Koku giderimi (% 1) ve dezenfeksiyon (% 1) sistemi en az enerji tüketiminin olduğu ünitelerdir. İstanbul'da bulunan ileri biyolojik atıksu arıtma tesislerinde kullanılan pompalara ait enerji tüketimleri değerleri **Tablo 4**'te gösterilmiştir.



Şekil 1. Paşaköy İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisinde tüketilen enerji ve enerjinin kullanıldığı üniteler.

Tablo 4. İstanbul'da Bulunan Bazı İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesislerinde Kullanılan Pompalara Ait Enerji Tüketim Değerleri

Tesis Adı	Toplam Arıtılan Atıksu Miktarı (m³/ay)	Toplam Tesis Elektrik Tüketimi (kW saat/ay)	Giriş Terfi Merkezi Elektrik Tüketimi (kW saat/ay)
Ataköy İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesis	10.548.650	3.151.235	524.710
Tuzla İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesis	11.345.567	2.478.262	405.801
Paşaköy İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesis	5.057.810	2.274.456	686.228
Ağva İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesis	66.644	630.720	238.320

7. ATIKSU ARITMA TESİSLERİNDE KULLANILAN POMPALAR VE İŞLETME SORUNLARI

Terfi merkezlerinin ana kullanım amacı suyun pompalanmasıdır. Terfi istasyonlarında pompalar ve gerekli yardımcı ekipmanlar bulunmaktadır. Terfi merkezlerinin atıksu basma kapasitesi ve inşaat metoduna göre dizayn özellikleri değişir.

Bir pompa istasyonu için sistem analizi, en uygun pompa ünitelerini seçmek ve bunların çalışma noktalarını tayin etmek için yürütülür. Bu analiz, sistemin manometrik yükseklik- debi (boru karakteristik) eğrilerinin hesaplanması ve bunların mevcut pompaların manometrik yükseklik- debi (pompa karakteristik) eğrilerinin kullanılması ile yapılır.

Modern pompa istasyonları (terfi merkezleri), rutin operasyonda genellikle otomatik olarak çalışırlar. Küçük terfi merkezlerinde, genellikle personel bulundurulmaz ve ekipmanların özel bakım ve yağlama gibi günlük bakımından başka bir çalışma gerekmez. Özellikle büyük şehirlerde geniş bir bölgeye hizmet veren büyük terfi merkezlerinde ise personel bulundurulur. Genel olarak operasyon

için değişimli olarak bir veya iki personel yeterlidir.

İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi (İSKİ) sorumluluğunda işletilmekte olan 36 adet evsel atıksu arıtma tesisi terfi merkezi ve 57 adet atıksu terfi merkezi mevcuttur. Söz konusu terfi merkezlerinin işletilmesinde birçok sorunla karşılaşmaktadır. Terfi merkezlerinden kaynaklanan sorunların ivedilikle çözülmesi ve atıksuların arıtma tesislerine ulaştırılması atıksu işletmeciliğinde önem arz etmektedir.

Atıksu terfi merkezlerinde karşılaşılan sorunlar aşağıda ifade edilmiştir:

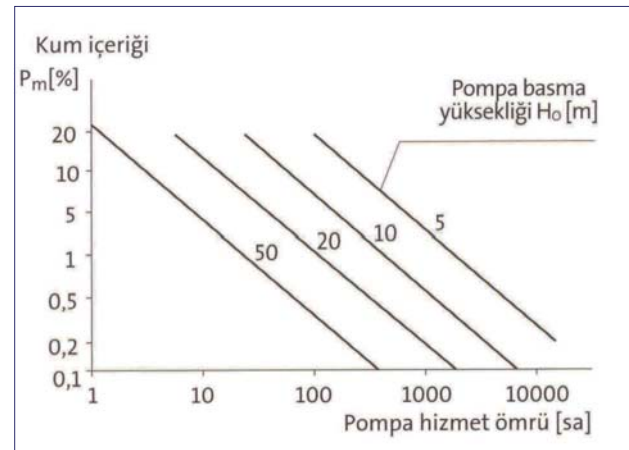
- Atıksuların ihtiva ettiği kum ve çakıl,
- Atıksular da bulunan korozyon maddeleri (tuz veya kimyasal maddeler),
- Atıksular da bulunan iplikli malzemeler (üstüğü, kumaş vb.),
- Elektrik kesintileri.

Terfi merkezlerinde karşılaşılan bu sorunlar, terfi merkezlerinde aşağıda ifade edilmiş olumsuzluklara yol açmaktadır:

- Pompalarda çabuk aşınma ve faydalı ömürlerinde azalma,
- Kapasitelerinin altında çalışma veya atıksuları iletememe,
- Enerji tüketiminde artış.

Kum tutucu ünitesi atıksu ile gelen kumların tutulması ve boru, pompa ve mekanik aksamı zarar vermesini engellemek amacıyla atıksu arıtma tesislerinde kullanılmaktadır. Atıksularda kum içeriği kanalizasyon şebekesinin birleşik veya ayrık olmasına göre (hacim olarak) yaklaşık % 0,002-0,008 arasında değişmektedir.

Terfi merkezlerine gelen kum ve çakıl, pompaların çalışmasını ve performansını olumsuz yönde etkiler. Atıksu kanallarının derinlikleri fazla olduğundan dolayı terfi merkezlerinin ön kısmına, kum tutucu üniteler yapılamamaktadır. Bu nedenle atıksularla gelen kumlar doğrudan giriş terfi pompalarına ulaşmakta ve atıksuyla birlikte terfi edilmektedirler. Giriş terfi merkezi pompalarının çarkları söz konusu kum ve çakıldan dolayı daha hızlı aşınmakta ve pompanın faydalı ömür devir maliyetini kısıltmaktadır. Kum içeriğinin ve pompa basma yüksekliğinin fonksiyonu olarak pompa aşınma oranı **Şekil 2**'de gösterilmiştir. Ataköy İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesis Ana Terfi Merkezine gelen kum ve çakıl **Şekil 3**'te gösterilmiştir.



Şekil 2. Kum içeriğinin ve pompa basma yüksekliğinin fonksiyonu olarak pompa aşınma oranları[3].



Şekil 3. Ataköy İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisi Ana Terfi Merkezi'ne gelen kum ve çakıl.

Pompaların performansı, atıksuda bulunan aşındırıcı (korozif) maddelerden dolayı da olumsuz şekilde etkilenmektedir. Bu nedenle, terfi merkezlerinde kullanılacak pompaların alımı yapılmadan önce atıksuyun özellikleri detaylı bir şekilde incelenmeli ve bu sonuçlara göre pompa malzemesi seçilmelidir. Tuzla İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisi Ana Terfi Merkezi'ne gelen aşındırıcı malzemeler Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Tuzla İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisi Ana Terfi Merkezi'ne gelen aşındırıcı malzemeler.

Atıksularda bulunan ipliksi malzemeler de pompaların çalışma performansını olumsuz yönde etkilemektedir. İpliksi malzemeler (üstüğü, kumaş, ip vb.) öncelikli olarak pompa çarklarını sarmakta ve onların çalışmasını kısıtlamakta veya engellemektedirler. Bu nedenle, ipliksi malzemelerin pompalara ulaşmadan önce engellenmesi önemli bir husustur. Tuzla İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisi Ana Terfi Merkezi'ne gelen ipliksi malzemeler Şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 5. Tuzla İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisi Ana Terfi Merkezi'ne gelen ipliksi malzemeler.

Terfi merkezlerinde meydana gelecek sık elektrik kesintileri de pompaların bozulmasına yol açacaktır. Elektrik kesintisinin sık olarak yaşandığı yerlerde jeneratör vb. elektrik üreten aletler teçhiz edilmelidir.

8. SONUÇ

Artan enerji maliyetlerinden dolayı atıksu arıtma tesislerinde enerji yönetimi önemli bir konu haline gelmiştir. Atıksu arıtma tesislerinde enerjinin verimli bir şekilde kullanılabilmesinin bir yolu da, en az enerji kullanan ekipmanların seçimidir.

Farklı teknik özelliklere sahip birçok pompa atıksu arıtma tesislerinin değişik kademelerinde kullanılmaktadır. Bahse konu ekipmanların uygun kapasite ve özellikte seçilerek, atıksu arıtma tesislerinde kullanımı işletmenin performansı ve sürekliliği bakımından önem arz etmektedir. Bu nedenle, atıksu pompalarını olumsuz yönden etkileyen kum, çakıl, aşındırıcı ve ipliksi maddelere karşı ek önlemler alınmalıdır. Ayrıca, oluşması muhtemel elektrik kesintilerine karşı da tedbirler alınmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] IMC, İstanbul Master Plan Study, İstanbul Water and Sewerage Administration, 1999.
- [2] İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi 2009 Faaliyet Raporu, İSKİ, 2009.
- [3] Atıksu Pompaları El Kitabı, Grundfos Pompa, 2009.

SUMMARY

One of the most important factors that affect the development of the settlements is the functionality of wastewater treatment plants and wastewater treatment efficiency. Wastewater treatment plants with a minimum operational cost that achieves the required wastewater treatment discharge standards and optimal utilization of energy is necessary. A large amount of energy depends on both treatment process and used equipment is consumed during operation of wastewater treatment plants. There are a lot of different treatment



plant equipments that consume either too little or too much energy. Saving of energy in wastewater treatment plants has become an important topic due to the ever increasing energy costs in Turkey.

The energy to be consumed in wastewater treatment plants also depends on the used equipments. Significant amount of energy can be saved by choosing treatment equipments with high efficiency and low energy demand. Especially, choosing the energy efficient both pumps and blowers that intensively consume energy shall enable energy saving as well.

Pumps are used to transfer liquid from a lower level to a higher level. Most of the energy in treatment plants is consumed by these pumps. Areas where there is little or no need for such pumps are ideal for treatment plant constructions. If wastewater can be transferred to the plant with gravity or little pumping, a great deal of energy shall be saved during the operation of the plant.

Istanbul Water and Sewerage Administration (İSKİ) currently operates 36 municipal wastewater treatment plants and 57 wastewater pumping stations. The energy consumed by these treatment plants is equal to 14 % of all energy consumed in İSKİ.

The study is focused on determination operational problems in existing wastewater pumping facilities and evaluation of performance of the pumps in İSKİ.

YANGIN POMPALARININ KABUL TESTİ, PERFORMANS VE BAKIMI

Hayrettin Yücel DAĞADA
VİZYON Danışmanlık

ÖZET

Bu bildiri NFPA 20'ye göre yangın pompalarının kabul deneyi, performansı ve bakımı ile ilgili dikkate alınacak noktalar üzerinde durulmuştur.

1. HİDROSTATİK TESTLER VE YIKAMA

1.1. Yıkama

Yangın pompası emme borusu aşağıdaki değerlerden az olmayan bir debide yıkanmış olmalıdır veya sistemin su ihtiyacı hidrolik olarak hesaplanmalıdır. Bu değerlerden büyük olan yıkamada dikkate alınmalıdır.

Tablo 1. Stasyon Pompalar İçin Debi Değerleri

US Birimleri		Metrik birimler	
Boru ölçüsü	Debi (GPM)	Boru ölçüsü	Debi (lt/dak)
4"	590	DN 100	2233
5"	920	DN 125	3482
6"	1360	DN 150	5148
8"	2350	DN 200	8895
10"	3670	DN 250	13891
12"	5290	DN 300	20023

Tablo 2. Pozitif Deplasmanlı Pompalar İçin Debi Değerleri

US Birimleri		Metrik birimler	
Boru ölçüsü	Debi (GPM)	Boru ölçüsü	Debi (lt/dak)
1 1/2"	100	DN 40	378.5
2"	250	DN 50	945.25
3"	400	DN 80	1514
4"	450	DN 100	1703.25
6"	500	DN 150	1892.5

Yıkama hidrostatik test öncesi yapılmalıdır.

1.2. Hidrostatik Test

Emme ve basma boruları 200 psi/13.8 bar veya sistemdeki maksimum basıncın 50 psi/3.4 bar üstünde bir basınçla (hangisi büyükse) hidrostatik olarak test edilmelidir.

Bu test basıncı 2 saat süreyle devam ettirilmelidir.

Montajı gerçekleştiren sorumlu, yangın pompası saha kabul testlerine başlamadan önce hidrostatik test ve yıkama ile ilgili sertifikaları temin etmelidir.

2. SAHA KABUL TESTLERİ

Pompa imalatçısı, motor imalatçısı, pano imalatçısı veya onların fabrika temsilcileri saha kabul testlerinde hazır bulunmalıdır.

2.1. Pompa Odası Elektrik Tesisatı

Yangın pompası motorlarının bütün elektrik tesisatı, çoklu pompalar için kontrol tesisatı da dahil olmak üzere normal güç kaynağı, varsa alternatif güç kaynağı ve jokey pompaların elektrik tesisatları ilk devreye alma ve kabul testlerinden önce elektrik müteahhidi tarafından tamamlanmalı ve kontrol edilmelidir.

2.2. Onaylı Pompa Eğrisi

İmalatçının onaylanmış pompa test karakteristik eğrisinin bir kopyası saha kabul testleri sonuçlarının karşılaştırılması için hazır bulundurulmalıdır.

Montajı yapılan yangın pompası, test ekipmanının doğruluk limitleri içinde imalatçının onaylanmış karakteristik eğrisinde belirtilen performansa eşit olmalıdır.

2.3. Saha Kabul Test Prosedürleri

2.3.1. Test ekipmanı

Pompa net basınçları, debisi, elektrik motoru volt, amper ve hızlarının belirlenmesinde kalibre edilmiş test cihazları kullanılmalıdır. Test cihazlarının son kalibrasyon tarihini gösteren etiketleri üzerlerine takılmalıdır. Test cihazları minimum yıllık kalibre edilmelidir. Test cihazları kalibrasyonu + % 1 ve - % 1 doğruluk mertebesinde olmalıdır.

2.3.2. Yangın pompası akış testleri

Yangın pompasının, minimumda, anma değerinde ve tepe (aşırı yükte) herhangi bir parçası aşırı ısınmadan çalışabilmelidir. Pompa titreşimleri, herhangi bir pompa parçasına zarar vermeyecek mertebede olmalıdır. Yangın pompasının minimum, anma ve aşırı noktası değerleri onaylanmış test cihazından su debisinin saptanması vasıtasıyla belirlenmelidir.

Çoklu pompaların eş zamanlı operasyonu sistem dizaynının bölümü olarak istendiği yerlerde, kabul testi bütün pompaların akış testlerini içerir. Su kaynağındaki akışın pompanın % 150 debi değerine ulaşmadığı yerlerde, yangın pompası anma debi değerinden daha fazla bir noktada veya yangın koruma sisteminin maksimum izin verilebilir debi değerinde çalıştırılarak kabul yapılmalıdır. Bu düşürülmüş kapasite değeri, pompa debisinin

yangın koruma sistemi dizayn ve debisini aşması koşuluyla kabul edilecektir.

Yangın pompasının bir tanktan emiş yapması durumunda tank yeniden doldurma oranı test edilmeli ve kayıt altına alınmalıdır. Yeniden doldurma cihazı minimum 5 kez çalıştırılmalıdır.

2.3.4. Su seviyesi testi

Su seviye tespiti, kapalı vanada, anma debi değerinde ve % 150 debi değerindeki noktalarda emme basıncını saptamak için kuyulara monte edilmiş dik türbin pompası için gereklidir.

2.3.5. Değişken hız basınç limiti kontrolü

Bu tip pompalar, hem değişken hız basınç limit kontrol operasyonu hem de anma hızında yangın pompası operasyonu ile minimum, anma debisi ve pik değerinde test edilmelidir. Yangın koruma sistemi bu testler için izole edilmeli ve basınç tahliye vanası kapalı olmalıdır.

2.3.6. Ölçme prosedürü

Yangın pompasının verdiği su miktarı belirlenmeli ve sabitlenmelidir. Bundan sonra yangın pompası ve tahrik ünitesinin çalışma koşulları ölçülmelidir.

2.3.7. Pozitif deplasmanlı pompalar

Pozitif deplasmanlı pompa kabulünü onaylamak için tek bir performans noktasının istendiği yerlerde, pozitif deplasmanlı pompaların debisi test edilmeli ve belirlenmiş olan performans kriterinin karşılandığı saptanmalıdır.

Pozitif deplasmanlı pompaların akış debisi, su temin tankının dönüşüne konan, pompanın içine konan veya çıkışa konan orifis plakası veya debimetre kullanılarak ölçülmelidir. Debimetre değeri ve çıkış basıncı kayıt altına alınmalıdır ve imalatçının akış performans datasına uygun olmalıdır. Orifis plakası kullanılıyorsa, orifis ölçüsü ve basınç değerleri uygun olmalıdır.

Debiler sistem dizayn basıncında çalışırken belirlenmelidir. Testler HI 3.6 standardına uygun olarak gerçekleştirilmelidir.

Pozitif deplasmanlı pompalarda sudan başka sıvıların pompalanması amaçlandığında, su ile teste izin verilebilir. Ancak pompa performansı bundan etkilenecektir ve su ile sistemdeki sıvı arasındaki viskozite farklılığından kaynaklanan farklar gösterilmelidir.

2.3.8 Elektrik motorlu tahrik ünitesi

Anma gerilim ve frekansında çalışan elektrik motorları için her bir fazda çekilen akım değeri, motor etiketinde belirtilen izin verilmiş servis faktörü ile tam yükteki amper değerinin çarpımını aşmamalıdır. Voltajı değişken elektrik motorları için, her bir fazdaki gerçek voltaj ve akım değerleri, anma voltajı ve tam yükteki akım değerinin servis faktörüyle çarpım değerini aşmamalıdır. Motorda test sırasında voltaj, etiketteki anma değerinin + % 10 fazlası ve -% 5 eksiği arasında kalmalıdır.

2.3.9. Motor tahrikli ünite

Kuru şarjlı piller kullanıldığında, motor çalıştırılmadan önce minimum 24 saat süreyle pillere elektrolit eklenmelidir. Motor tahrikli üniteler aşırı yüklenme veya stress sinyalleri göstermemelidir. Bu

tip ünitelerin regülatörü pompa anma hızında test zamanında ayarlanmalıdır.

2.3.10. Buhar türbini tahrikli üniteler

Buhar türbininin hızı belirtilen limitler içinde olmalıdır.

2.3.11. Dişli kutusu tahriği

Dişli tahrik ünitesi rahatsız edici gürültü, titreşim veya ısınma olmadan çalışmalıdır.

2.3.12. Yükte harekete geçirme testi

Yangın pompası ünitesi aşırı yüke eşit koşullar altında herhangi bir kesinti olmaksızın anma hızına getirilebilmelidir.

2.3.13. Faz ters çevirme testi

Elektrik motorları için normal güç kaynağı veya alternatif güç kaynağında ters faz durumunun olmayacağını gösteren bir test yapılmalıdır.

2.3.14. Elektrik ve Dizel tahrik ünitesinin pano kabul testi

Yangın pompası panoları testleri imalatçının tavsiye ettiği test prosedürüne göre yapılmalıdır. Minimum olarak 6 otomatik operasyon ve 6 manuel operasyon testler esnasında yapılmalıdır. Elektrik motorlu yangın pompası yukarıdaki test operasyonlarının herbirinde tam hızda en az 5 dakika çalıştırılmalıdır. Motor tahrik ünitesinin, kümülatif krank zamanı 45 saniyeye ulaşınca kadar peşpeşe çalıştırmalar arasında tam hızda 5 dakikalık bir süre çalışmasına gerek yoktur. Panonun otomatik operasyonları bütün başlama özelliklerinde pompayı çalıştırabilirdir. Bu sıra basınç şalterlerini veya uzaktan kumanda çalıştırma sinyallerini içermelidir. Motor tahrikli panoların testleri bataryaların ayarları arasında bölünmelidir. Bütün aşırı akım koruma cihazlarının ayarı, seçimi, ölçüsü pano devre kesicisi dahil ilgili standartlara göre uygunlukları teyit edilmelidir.

2.3.15. Alternatif güç kaynağı

Alternatif güç kaynaklı ve otomatik transfer şalterli tesisatlarda, birincil kaynağın kaybı simule edilmeli ve pompa pik noktada çalışırken transfer gerçekleşmelidir.

Normalden alternatif kaynağa transfer ve alternatiften normale yeniden transfer aşırı akım koruma cihazlarının açılmasına neden olmamalıdır. Alternatif güç kaynağı bir jeneratör seti gerektirirse tesisat kabulü NFPA 110'a uygun olmalıdır.

2.3.16. Buhar tahrikli üniteler için acil durum regülatörü

Buhar acil durum regülatörü vanası montajın performansını göstermek için çalıştırılmalıdır.

2.3.17. Simule edilmiş durumlar

Hem lokal ve uzaktan sinyaller hem de yangın pompası alarm şartları operasyonun uygunluğunu göstermek için simule edilmelidir.

2.3.18. Test süresi

Yangın pompası veya konsantre köpük pompası yukarıda anlatılan testler için minimum 1 saat çalıştırılmalıdır.

2.3.19. Elektronik yakıt yönetimi

Elektronik yakıt kontrollü motorlar için hem birincil hem de alternatif yakıt kontrolü fonksiyon testleri yapılmalıdır.

2.3.20. El kitabı, özel takımlar ve yedek parçalar

Yangın pompası sisteminin bütün ana parçaları için minimum 1 set kullanma el kitabı her bir ana parça imalatçısı tarafından temin edilmelidir. Bu el kitabı aşağıdakileri içermelidir:

- Her bir ana parça operasyonunun detaylı açıklaması,
- Rutin bakım için talimatlar,
- İlgili tamir/onarımlar için detaylı talimatlar,
- Parça listesi ve tanımları,
- Şematik pano elektrik teknik resimleri.

Rutin bakım için gerekli bazı spesifik takımlar ve test cihazları saha kabul testleri sırasında hazır bulundurulmalıdır. Mevcut olmayan kritik parçalar için yedek parça stoklarına dikkat edilmelidir.

3. PERİYODİK MUAYENE, TEST VE BAKIM

Yangın pompalarının NFPA 25'e göre muayene test ve bakımları yapılmalıdır.

4. PARÇA DEĞİŞTİRME

4.1. Pozitif Deplasmanlı Pompalar

Pozitif deplasmanlı bir pompanın kritik bir parçası değiştirildiğinde saha testi yapılmalıdır. Performansa etki etmeyen parçalar değiştirildiyse (şaft gibi) sadece fonksiyonel bir test uygun tesisat ve montajı sağlamak için yapılmalıdır. Performansa etki eden parçalar değiştirildiyse (rotor, plancır gibi) pompa imalatçısı, belirlenmiş yetkilisi veya kalifiye personel tarafından yeniden bir test yapılmalıdır.

4.2. Saha Tekrar Test Sonuçları

Saha tekrar testleri, orijinal fabrika pompa test eğrisinde belirtilen pompa performansı ile karşılaştırılmalıdır. Saha tekrar testleri, pompa etiketinde belirtilen performans karakteristiklerini karşılamalı veya aşmalıdır. Sonuçlar saha testi doğruluk limitleri içinde olmalıdır.

4.3. Santrifüj Pompalar

Santrifüj pompanın kritik bir ekipmanı yenilendiğinde, değiştirildiğinde veya modifiye edildiğinde saha/şantiye tekrar testleri yapılmalıdır. Yangın pompaları içinde, pano içinde ve tahrik ünitesi içindeki parçaların yenilenmesi durumunda, fabrika yetkili temsilcisi veya kabul edilmiş olan kalifiye personel tarafından testleri yapılır.

Tablo 3. Parça Yenileme Test Şartları

Parça	Ayar	Onarım	Yeni yapım	Yenileme	Test kriteri
Yangın pompası sistemi					
Bütün pompa sistemi				X	Kabul testi / NFPA 20
Çark / dönen parçalar		X		X	Kabul testi / NFPA 20
Gövde		X		X	Kabul testi / NFPA 20
Yataklar				X	Yıllık test / NFPA 25
Burçlar				X	Yıllık test / NFPA 25
Aşınma halkası				X	Yıllık test / NFPA 25
Ana mil		X		X	Yıllık test / NFPA 25
Salmastra	X			X	Haftalık test / NFPA 25
Mekanik aktarma					
Dişli ünitesi		X	X	X	Kabul testi / NFPA 20
Kaplin	X	X	X	X	Yıllık test / NFPA 20
Elektrik sistemi / pano					
Bütün pano		X	X	X	Kabul testi / NFPA 20
İzolasyon şalteri				X	Kabul testi / NFPA 25 ve 6 kere eksersiz
Devre kesici	X				6 kere harekete geçirme / NFPA 20
Devre kesici				X	1 saat tam yükte akım testi
Elektrik bağlantısı	X				Haftalık test / NFPA 25
Ana kontaktör			X		Haftalık test / NFPA 25
Ana kontaktör				X	Kabul testi / NFPA 20
Güç monitörü				X	Haftalık test / NFPA 25
Röle				X	Haftalık test / NFPA 25
Basınç şalteri	X			X	Kabul testi / NFPA 20
Basınç dönüştürücü	X			X	Kabul testi / NFPA 20
Manuel çalıştırma veya Stop şalteri				X	Yük altında 6 çalışma / NFPA 25
Transfer şalteri / yük taşıyan parçalar		X	X	X	Kabul testi ve normal güçten acil durum gücüne transfer / NFPA 20
Transfer şalteri / yük taşımayan parçalar		X	X	X	6 yüksüz çalışma / NFPA 20
Elektrik motoru					
Elektrik motoru		X	X	X	Kabul testi / NFPA 20
Motor yatakları				X	Yıllık test / NFPA 25
Girdi güç bağlantısı				X	Kabul testi / NFPA 20
Dizel motoru					
Bütün motor			X	X	Yıllık test / NFPA 25, NFPA 20
Yakıt transfer pompası	X		X	X	Haftalık test / NFPA 25
Yakıt enjektör pompası	X			X	Yıllık test / NFPA 25
Yakıt sistemi filtresi		X		X	Haftalık test / NFPA 25
Yanma havası girdi sistemi		X		X	Haftalık test / NFPA 25
Yakıt tankı		X		X	Haftalık test / NFPA 25
Soğutma sistemi		X	X	X	Haftalık test / NFPA 25
Akü				X	Haftalık test / NFPA 25
Akü şarjı		X		X	Çalışma / durma sırası, NFPA 25
Elektrik sistemi		X		X	Haftalık test / NFPA 25
Yağlama filtresi		X		X	Haftalık test / NFPA 25
Buhar Türbinleri					
Buhar türbini			X	X	Yıllık test / NFPA 25
Buhar regülatörü			X	X	Yıllık test / NFPA 20

Tablo 3 (Devam). Parça Yenileme Test Şartları

Parça	Ayar	Onarım	Yeni yapım	Yenileme	Test kriteri
Pozitif deplasmanlı pompalar					
Bütün pompa				X	Yıllık test / NFPA 20
Rotor				X	Yıllık test / NFPA 25
Plancır				X	Yıllık test / NFPA 25
Mil				X	Yıllık test / NFPA 25
Tahrik ünitesi		X	X	X	Yıllık test / NFPA 25
Yataklar				X	Haftalık test / NFPA 25
Sızdırmazlık				X	Haftalık test / NFPA 25
Pompa odası ve çeşitli parçalar					
Taban plakası		X		X	Haftalık test / NFPA 25 ayar kontrolü
Temel		X	X	X	Haftalık test / NFPA 25 ayar kontrolü
Emme ve basma borusu		X	X	X	Hidrostatik test / NFPA 13
Emme ve basma armatürleri		X	X	X	Hidrostatik test / NFPA 13
Emme ve basma vanaları		X	X	X	Hidrostatik test / NFPA 13

Elektronik yakıt kontrollü motor yenilendiğinde elektronik yakıt kontrolü aynı yazılımı içermelidir.

4.4. Yenileme Parçaları

Parça yenileme test şartları **Tablo 3'e** göre olmalıdır.

Kritik parçalar aşağıda belirtilen pompa parçalarını kapsamalıdır:

- Yangın pompası: Çark, gövde, dişli ünitesi,
- Yangın pompası panosu (elektrik veya dizel), toplam yenileme,
- Elektrik motoru yenileme, buhar türbini yenileme veya yeniden yapımı, buhar regülatörü veya kaynağın yükseltilmesi, motor yenileme veya motorun yeniden yapımı.

4.5. Saha Tekrar Testleri

Saha tekrar testleri, sertifikalı fabrika test eğrisi ile karşılaştırılmalıdır. Bu test sonuçlarındaki değerler pompa etiketindeki değerleri karşılamalı veya aşmalıdır.

SUMMARY

Hydrostatic Test

Suction and discharge piping shall be hydrostatically tested at not less than 200 psi (13.8 bar) pressure or at 50 psi/(3.4 bar) in excess of the maximum pressure to be maintained in the system, whichever is greater.

Field Acceptance Tests

The pump manufacturer, the engine manufacturer (when supplied), the controller manufacturer, and the transfer switch manufacturer (when supplied) or their factory-authorized representatives shall be present for the field acceptance test.

Field Acceptance Test Procedures

Calibrated test equipment shall be provided to determine net pump pressures, rate of flow through the pump, volts and amperes for electric motor-driven pumps, and speed.

Calibrated test gauges shall be used and bear a label with the latest date of calibration. Gauges shall be calibrated a minimum

of annually. Calibration of test gauges shall be maintained at an accuracy level of ± 1 percent.

Fire Pump Flow Testing(s)

The fire pump shall perform at minimum, rated, and peak loads without objectionable overheating of any component. Vibrations of the fire pump assembly shall not be of a magnitude to pose potential damage to any fire pump component. The minimum, rated, and peak loads of the fire pump shall be determined by controlling the quantity of water discharged through approved test devices. Where simultaneous operation of multiple pumps is possible or required as part of a system design, the acceptance test shall include a flow test of all pumps operating simultaneously. Where the maximum flow available from the water supply cannot provide a flow of 150 percent of the rated flow of the pump, the fire pump shall be operated at the greater of 100 percent of rated flow or the maximum flow demand of the fire protection system(s) maximum allowable discharge to determine its acceptance. This reduced capacity shall constitute an acceptable test, provided that the pump discharge exceeds the fire protection system design and flow rate.

POMPALARDA MALZEME KAYNAKLI HASARLAR VE MALZEME SEÇİMİ

Hamdi Nadir TURAL

Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.

ÖZET

Korozyon ve erozyon kaynaklı malzeme kaybı, her yıl ülke ekonomisine bir servete mal olmaktadır. Yapılan araştırmalar, ülkelerin gelişmişlik düzeyine bağlı olarak Gayri Safi Milli Hâsıla'nın % 3'ü ile % 6'sı arasında bir kaybın korozyon nedeniyle oluştuğunu ortaya koymaktadır[1].

Kimya, petrokimya ve bu sektörlerle ilişkili diğer endüstriyel uygulamalarda hem fiziksel hem de kimyasal yöntemler kullanılarak ham maddeler satılabilir ürünlere dönüştürülmektedir. Ürünlerdeki çeşitlilik nedeni ile her bir ürün için farklı işlem adımları ve işlem koşulları ortaya çıkmaktadır. Tüketimde ortaya çıkan artışlar, üretim işlemlerinin hızlandırılmasını ve süreçlerin kısaltılmasını gerekli kılmakla beraber, henüz deneyim kazanılmamış bazı problemleri de beraberinde getirmektedir.

Bu bildiride, pompalarda oluşan hasarlar malzeme seçimi ve işletme koşulları açısından incelenecektir. Hasar oluşumundaki temel faktörler belirtilerek, hasarların oluşma şekilleri irdelenecektir. Bazı uygulamalar için malzeme seçimi konusunda yol gösterici bilgiler verilecektir.

1. POMPALARDA HASARLAR

Pompalarda oluşan hasarlar incelendiğinde, hasara sebep olan birçok nedenden ancak birkaçı hakkında yeterli bilgiye ulaşılmaktadır. Hasarlar karmaşıklıklaştıkça, hasarla ilgili doğru değerlendirmeleri yapmak zorlaşmakta, hatta yanlış değerlendirmeleri de beraberinde getirmektedir.

Başarılı bir pompadan beklenen, performans ve uzun ömürdür. Performans pompanın basma yüksekliği, debi ve verimi ile ilgilidir. Ömür ise pompanın, kabul edilebilir bir performans ile çalışabilmesi için, bir veya birden fazla parçasının değiştirilmesinden önceki çalışma saatlerinin toplamıdır[2]. Başlangıçtaki performans pompa imalatçısının sorumluluğu altındadır ve hidrolik tasarımın sonucudur. Ömür ise, çalışma şartları altında kullanılan malzemelerin dayanıklılığının ölçüsüdür.

Parçalar yük altında farklı davranışlar sergilemektedir, ancak bu davranışlar malzemeden malzemeye değişmektedir. Doğru hasar

analizi, parçalar üzerinde oluşan yüklerin ve bu yüklerin malzeme üzerindeki etkilerinin doğru belirlenmesi ile mümkündür. Örneğin, bir giriş üzerindeki kuvvetin iki katına çıkarılması sehimi de iki katına çıkaracaktır; ancak bir rulmanlı yatağa gelen kuvvetin iki katına çıkarmak, yatak ömrünü 8 ila 10 kat azaltacaktır.

Herhangi bir hizmet için en ekonomik malzeme seçiminde sadece pompanın tasarımı ve imalatı ile ilgili bilgiler yeterli olmaz. Ayrıca seçilen malzemenin pompadaki akış hızlarında erozyon ve korozyon özelliklerinin de bilinmesi gerekir. Deniz suyundan farklı sıvılar için santrifüj pompalarda karşılaşılan hızların korozyona etkisi hakkında çok az bilgi vardır. Pompa ömrünü uzatan faktörler şunlardır[2]:

- Düşük sıcaklıkta nötr sıvılar,
- Sıvı içerisinde aşındırıcı parçaların bulunmaması,
- Pompanın optimum debisinde veya bunun çok yakınında sürekli çalışması,
- Pompa girişinde Mevcut Net Pozitif Emme Yükünün, Pompaya Gereki Net Pozitif Emme Yükünden yeteri kadar büyük olması ($ENPY_m > ENPY_g$),
- Düşük akış hızları.

Bu şartların tamamını sağlayan bir pompaj sistemi uzun ömürlü olur. Buna örnek olarak su dağıtım şebekelerinin pompaları gösterilebilir. Bronz çarklı ve pik gövdeli olan bu pompaların bazıları 50 yıllık veya daha eskidir. Bunun tersine örnek olarak da, içinde askıda aşındırıcı parçalar bulunduran koroziv sıvıları basan kimyasal pompalar gösterilebilir. Bu örnekte pompaya, mevcut olan en dirençli malzemelerden yapılmasına rağmen, yıllarla değil "ancak aylarla" ömür biçilebilir.

2. YIPRANMA ŞEKİLLERİ

2.1. Mekanik Aşınma

Bazı durumlarda pompa sıvı içerisinde askıda bulunan aşındırıcı parçaları da basmak durumundadır. Bu, pompanın asıl görevi veya beklenmedik bir durum da olabilir. Eğer bu daha önce planlanmış bir durum ise, pompa malzemesi ve devir sayısı bu koşullara uygun olarak seçilmiş olacaktır.

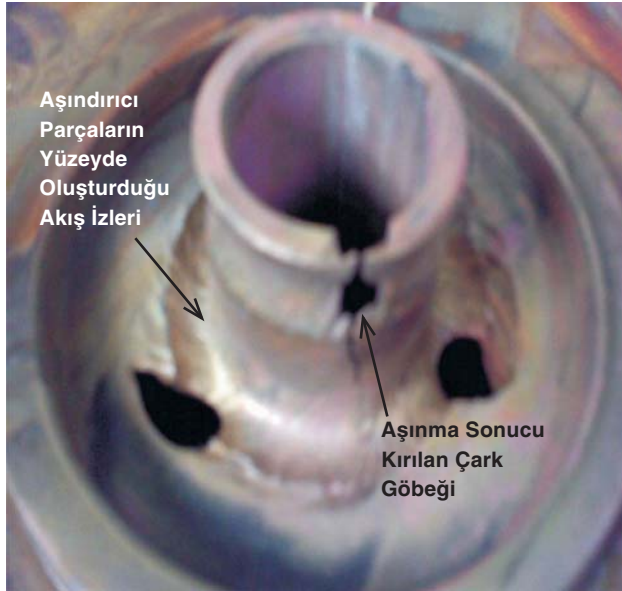
Basılan sıvı içerisindeki parçaların boyutu, şekli ve konsantrasyonu konusunda yeterli bilginin alınamaması genellikle tecrübe edilen bir durumdur. Bu durum daha çok kullanıcının bu bilgiyi

aktarmak istememesinden değil, bu bilgiye sahip olmamasından kaynaklanmaktadır. Eğer aşındırıcı parçaların aktarımı prosesin hedeflerinden biri değilse pompanın içinden geçecek parça miktarını tahmin etmek çok zordur.

Diğer yandan, aşındırıcı parçaların aktarılması pompanın seçim aşamasında öngörülmemiş olabilir. Bu çok sık karşılaşılan bir durumdur. Temiz sıvılar için tasarlanmış yüksek verimli pompalar, sıvı içerisindeki aşındırıcı parçalara sınırlı dayanım gösterebilmektedir.

Mekanik aşınma, basılan sıvı ile taşınan katı parçacıkların metal yüzeyinden kesme veya aşındırma sureti ile malzemeyi mekanik olarak kaldırması ile oluşur. Dalgalı bir yüzey aşınması çoğunlukla mekanik aşınmanın belirtisidir. Herhangi bir malzemenin aşınma hızı, askıdaki katı parçacıklarının aşağıda verilen özelliklerine bağlıdır:

- Katı parça konsantrasyonu,
- Katı parçanın büyüklüğü ve kütlesi,
- Katı parçanın şekli (küresel, köşeli veya keskin çapaklı yüzeyli),
- Katı parçanın sertliği,
- Katı parça ile metal yüzeyi arasındaki bağlı hız.



Şekil 1. Kumlu su basan bir pompa çarkının arka kısmındaki aşınma.

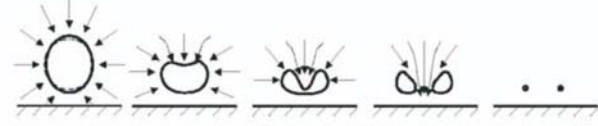
Aşınma hızı pompanın dönen ve sabit parçalarının malzemelerine de bağlıdır. Malzemenin sertliği mekanik aşınma direnci için tek ölçü olmamakla birlikte, santrifüj pompalarda çok kullanılan sünek malzemelerin seçiminde çok uygun bir göstergedir.

Kırılgan malzemelerin, mesela pik dökümün, mekanik aşınma direncinin aynı sertlikteki çelik veya bronz malzemeden çok daha düşük olduğuna dikkat etmek gerekir. Sünek malzemelerde mekanik aşınma hızı katı parça hızının karesi ile orantılıdır. Kırılgan malzemelerde ise bu oranın parça hızının altıncı kuvvetine kadar çıkabildiğine dair belirtiler vardır[3].

2.2. Kaviteasyon

Kaviteasyon buhar habbeciklerinin yoğunlaşması ile metal yüzeyinde

meydana çıkan çok yüksek gerilmelerin sebep olduğu malzeme aşınmasıdır. Habbeciklerin yoğunlaşması sırasında basınç yerel olarak 1.5 GPa mertebelerine kadar çıkabilmektedir[3]. Korozif ortamda aşınma hızı gittikçe artar.



Şekil 2. Kaviteasyon oluşumu.

Santrifüj pompaların gerek projelendirilmesi ve gerekse kullanımı sırasında kaviteasyonu önlemek için her türlü çaba gösterilmesine rağmen pompanın optimum noktadan daha düşük debilerde çalıştırılması halinde her zaman bu amaç sağlanamaz. Şu da bilinmelidir ki, düşük debili çalışmada, beyan edilen ENPY_g eğrisi genellikle tüm kaviteasyon tahribatının bastırılması için yeterli olmaz. Beyan edilen ENPY_g eğriler üzerinde gösterilen basma yüksekliği, debi ve verimi sağlayabilmek için gerekli olan değerdir. Düşük debilerde bir miktar kaviteasyon tahribatının olacağı beklenilmelidir. Bu düşük debilerde tüm kaviteasyonu önleyecek şekilde ENPY'yi sağlamaya çalışmak pratik değildir. O halde, düşük debilerde çalışmada bir miktar kaviteasyon olması beklenmeli ve çark malzemesi değerlendirilmelidir.



Şekil 3. Kaviteasyonla aşınan östenitik-ferritik paslanmaz (sol) ve pik döküm (sağ) çark.

Özellikle açık tip karışık akımlı çarklarda dönen kanatlar ile sabit gövde arasındaki dar aralıklar kaviteasyon erozyonuna duyarlıdır. Buna çoğunlukla kanat ucu erozyonu denir ve kanat ile gövde arasındaki aralıktaki vorteksler sebebi ile ortaya çıkar. Bu tip pompaların çark ve gövde malzemelerini değerlendirirken kanat ucu erozyonu ihtimalini de dikkate almak gereklidir.

Çok sayıda malzemenin kaviteasyon erozyonuna dirençlerini tespit etmek amacı ile yapılan çok kapsamlı laboratuvar deneyleri, santrifüj pompalarda kullanılan tüm malzemeler için veriler sağlamıştır. Laboratuvar verilerinden ve uygulamadaki tecrübelerden yararlanarak, pompa malzemelerinin kaviteasyon direnci özelliklerini veren direncinin artış sırasına göre şu şekilde verilmektedir[2]:

Pik döküm < Bronz < Çelik döküm < Martenzitik çelikler < Östenitik çelikler < Nikel-aluminyum bronz < Stellite

2.3. Korozyon

2.3.1. Tanecikler arası korozyon

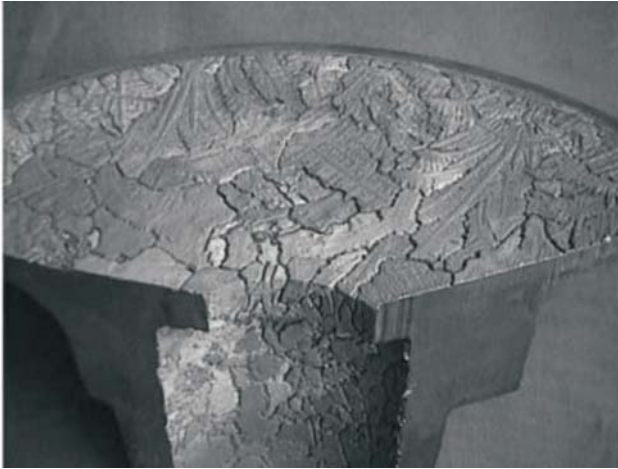
Tanecikler arası korozyon, malzemenin iç yapısında oluşan korozyondur. Metal yüzeyindeki direkt veya galvanik korozyondan farklı olarak, yüzeyde çok az belirti olduğu halde malzemenin mekanik özelliklerini aşırı olarak düşürür. Sadece iç yapı

etkilendiğinden yüzeysel kontrollerde malzeme iyi durumda imiş gibi görünür. Bununla birlikte, gelişen tanecikler arası korozyon malzemenin parçalanmasına yol açacak mertebeyle ulaşabilir.

Östenitik paslanmaz çelik dökümün yavaş soğutulması sırasında karbit çökmesi sonucunda tanecikler arası korozyon oluşur. Korozif ortamda karbit özellikle etkilenir ve metal yapısı bozulur. Karbit çökmesi, dökümü önce 1100 °C'ye kadar ısıtıp sonra su ile soğutulmuş kontrol edilebilir. Karbit 1100 °C'de solüsyon halindedir ve çabuk soğuma ile çökmesi önlenir.

Östenitik paslanmaz çeliğin tanecikler arası korozyona hassasiyeti alaşımdaki karbon miktarını kontrol ederek azaltılabilir. Standart östenitik paslanmaz çelikte (AISI304, AISI316, vb.) % 0,08'den fazla karbon vardır. Uygun olmayan ısıtım işleminden dolayı bu çelik tanecikler arası korozyona eğilimlidir. 300 serisi içinde L sembolü ile gösterilen çok düşük karbonlu çelikler de vardır ve %0,03'ün altında karbon ihtiva eder. Bu çelikler tanecikler arası korozyona çok daha az duyarlıdır.

Pompalarda çark ve gövde için östenitik paslanmaz döküm düşünülürse tanecikler arası korozyon ihtimali dikkate alınmalıdır. Orta büyüklükteki dökümlerde düşük karbonlu çelik, doğru ısıtım işlemi uygulanmak kaydı ile yeterlidir. Çok daha pahalı olan % 0,03 karbonlu çelikleri kullanmak gerekmez. Ancak daha büyük dökümlerde %0,03 karbonlu çelikleri düşünmek gerekir. Bu özellikle karışık akımlı ve eksenel pompalarda kullanılan açık ve yarı-açık çarklarda doğrudur. Burada büyük ve yanaksız olan kanatlar su verme (soğutma) sırasında çok fazla çarpılabilir. Bu durumda hava ile soğutulmuş % 0,03 karbonlu çelik tercih edilmelidir.



Şekil 4. Bir pompa gövdesinin salmastra bölgesinde oluşan tanecikler arası korozyon[2].

2.3.2. Erozyon korozyonu

Erozyon korozyonu rotodinamik pompaların en temel problemlerinden bir tanesidir. Akış yönünde at nalı şeklinde oluşan çukurlar ve parlak yüzeyli yapı en belirgin göstergesidir.

Bir akış içinde olduklarında metallerin birçoğunun korozyon hızı artar. Korozyon hızı parçaların akış doğrultusuna göre hücum açısına da bağlıdır. Genel kural olarak, hücum açısı arttıkça, yani akışkanın metal yüzeyinden ayrılmaları arttıkça, korozyon hızı

artar. Ayrılmalar büyüdükçe türbülansın şiddeti artar, dolayısı ile yüzeyden metal kopmaları artar.

Çoğu metal ve alaşımların durgun haldeki sıvı ortamlarında korozyon hızı yüzeylerinde oluşan koruyucu tabakanın direncine bağlıdır. Bu tabakanın erozyonla zedelenmesi veya yerinden kaldırılması metalin korozif ortamda kalmasına sebep olur ve metal kaybı kesintisiz devam eder.

Santrifüj pompalarda özellikle çark erozyon korozyonuna duyarlıdır. Pompa gövdesi de erozyon korozyonuna maruz kalır fakat çarka nazaran daha az önemlidir. Çok sayıda kanatları olan difüzörlü gövdeler sadece tek kanatları olan salyangozlara nazaran çok daha fazla erozyon korozyonuna maruzdurlar. Aşınma bilezikleri de erozyon korozyonuna maruz kalırlar. Dolayısı ile malzeme seçiminde dikkat gerekir. Uygun malzeme seçilmediği takdirde dar aralıklardaki yüksek hızlı akışın etkisi ile aşırı aşınma olabilir.

Genel kural olarak, sıvı aşındırıcı katı parçacıklar ihtiva etmemek şartı ile malzemenin seçiminde esas olarak hızlı ortamda korozyon direnci dikkate alınmalıdır. Eğer sıvının içinde aşındırıcı parçacıklar da varsa bu durumda malzeme seçiminde, hızlı ortamda korozyon direnci yeterli olmak şartı ile, mekanik aşınma direncini esas almak gerekir.

2.3.3. Galvanik korozyon

Kır döküm, demir ve grafit ihtiva eder. Grafit lameller halindedir ve pik dökümün karakteristik gri görünüşünü verir. Grafitin varlığı işleme sırasında yağlama etkisi sağlar. Bu özelliğe ilave olarak talaşın kolay kırılması pik dökümün çok kolay işlenebilmesini sağlar.

Bu özellikler ve çok düşük döküm maliyetleri pik dökümü pompa imalatında en çok kullanılan malzeme haline getirmiştir. Çeliğe göre düşük olan çekme gerilmesi ve esnekliği bir kenara bırakılırsa, pik dökümün korozyona dayanma özellikleri çok dikkatli incelenmelidir. Pik dökümün yapısında grafitin varlığı grafit korozyonu diye bilinen korozyona sebep olur. Bir elektrolitin varlığı halinde, demir ve grafit parçacıkları arasında galvanik pil oluşur. Demir anot ve grafit katot olur. Demirden grafitte galvanik akım başlar ve demir solüsyona karışır. Bu işlem yapıda sadece grafit kalıncaya kadar sürer. Orijinal döküm gözenekli grafit bir yapı haline dönüşür. Bu yapının fiziki özellikleri çok düşüktür. Döküm dıştan bakınca çok iyi görünmesine rağmen parmakla dokunmakla bile parçalara ayrılabilir.

Deniz suyunda çalışan pompaların pik döküm çarklarında grafit korozyonunun etkisi çok görülmüştür. Aynı çarklar elektrolitik olmayan sıvıları, mesela temiz su, bastıklarında grafit korozyonu görülmez. Deneyler göstermiştir ki pik döküm çarklar asla hafif tuzlu su veya deniz suyu basmak için kullanılmamalıdır. Aksi halde sonuç grafit korozyonu ile kesin bozulmadır.

2.4. Yorulma

Değişken yüklere maruz kalan pompa parçalarının malzeme seçiminde malzemenin tam değişken zorlanma sınırı dikkate alınmalıdır. Tam değişken zorlanma sınırı, malzemenin sonsuz sayıda tam değişken gerilmeye maruz kaldığı halde bozulmadan dayandığı maksimum tam değişken gerilme değeridir.



Şekil 5. Hizalama hatası sonucu 120 mm çapındaki milde yorulma kırılması.

Mesela, çeliğin tam değişken zorlanma sınırı, çekme gerilmesinin yaklaşık % 50'sidir. Çekme gerilmesi 400MPa olan çelik statik halde bu gerilmeyi yaratan kuvvete dayandığı halde aynı gerilmeye sebep olan değişken yük altında çok kısa bir sürede bozulur. Gerilme değeri 200MPa'a düşürülürse tam değişken zorlanma sınırı aşılmamış olacağından malzeme bozulmayacaktır. Fakat aynı çelik 200 MPa'lık tam değişken gerilmeye korozif ortamda maruz kalırsa kısa sürede bozulur[4]. Bozulma yorulma korozyonundan dolayı olur ve malzeme yüzeyinde kılcal çatlaklar oluşur. Korozif ortamda çatlakların bulunduğu malzeme yüzeyi hızla korozyona uğrar. Bunun sonucunda çatlaklar daha derine işler, korozyon artar ve sonunda malzeme bozulur.

Mesela, pompa mili her dönüşünde tam değişken yüke maruzdur ve malzemenin kullanıldığı yerdeki yorulma korozyonu dayanımına ve dönme hızına bağlı olarak belirli bir ömrü olacaktır. Mil ömrünün azalmasını önlemenin en uygun yolu mil burçları kullanarak milin sıvı ile temasını engellemektir.

3. MALZEME SEÇİMİ

Pompa malzemesinin ve malzeme kombinasyonlarının seçiminde birçok farklı parametrenin etkisi dikkate alınmalıdır. Bu farklı parametrelerin en önemlisi işletme ve bakım maliyetleridir. Pompanın çalıştığı sistem üzerinde sürekliliği sağlaması ve beklenmedik duruşlara yol açmaması beklenmektedir.

Günümüzde çok gelişmiş izleme sistemleri sayesinde titreşim, sıcaklık, gürültü gibi parametreler sürekli olarak takip edilmekte ve olası arızalar önceden kestirilebilmektedir. Ancak önemli olan arıza sıklığı ve bakım maliyetlerini minimize eden malzeme kombinasyonları seçmek esas olarak üzerinde durulması gereken konudur.

Pompa tesisatlarının çoğu düşük servis faktörü ile çalıştırılmaya başlanır ve işletme tecrübeleri sonucunda malzeme kalitesi, kabul edilebilir parça değiştirme sürelerine ulaşıncaya kadar, yavaş yavaş artırılır. Çok korozif çalışma ortamlarında pompa ömrü



Şekil 6. Malzeme seçimine etki eden parametreler.

süresince sıvı ile temasta olan parçaların tadil ve değiştirilmesinin gerekeceği beklenmelidir.

Basılan sıvı ile ilgili kimyasal ve fiziksel bilgiler malzemenin ve pompanın yapısal özelliklerinin belirlenmesinde en temel etkidir. Zira sıvı içerisinde bulunan partiküllerin boyutu, şekli ve sertliği hem malzemenin belirlenmesinde hem de hidrolik elemanların (çark, gövde, vb.) konstrüktif özelliklerinin (açık çark, geniş salyangoz, vb.) belirlenmesinde temel etkidir. Diğer yandan, sıvının saflık derecesi ve içeriği korozyon ve aşınma bakımından farklı etkiler gösterebilmektedir. Şu kadar ki, sıvı içerisinde eser miktarda bile olsa farklı maddelerin bulunması çözeltinin korozif etkisini büyük ölçüde değiştirmekte, bununla beraber malzeme seçimini de etkilemektedir. Örneğin eser miktarda klor ve tuz bileşiklerini içeren sıvıların korozif etkisi çok fazla artmaktadır. Tersine, kromat ve dikromat gibi bazı maddelerin sıvı içerisinde bulunması metal üzerindeki korozif etkiyi azaltmaktadır[5].

KAYNAKLAR

- [1] "Corrosion Costs and Preventive Strategies in the United States", Teknik Rapor, Birleşik Devletler Federal Otoyol Yönetimi, 2002.
- [2] Karassik I., "Pump Handbook", 3. Baskı, McGraw Hill, 2001.
- [3] Stachowiak G.W., Batchelor A.W., "Engineering Tribology", Butterworth-Heinemann, 2000.
- [4] Eryürek B., "Hasar Analizi", 1. Baskı, Birsan Yayınevi, 1993.
- [5] "Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary & Reciprocating Pumps", 14. Baskı, Amerikan Hidrolik Enstitüsü, 1983.
- [6] Wegst C.W., "Stahlschlüssel", Verlag Stahlschlüssel Wegst GmbH, 2010.
- [7] Tural H.N., "Santrifüj Pompalarda Karakteristik Arızalar", Seminer Notları, İstanbul, 2008.
- [8] Fontana M.G., "Corrosion Engineering", 3. Baskı, McGraw Hill, 1986.
- [9] Palgrave R., "Troubleshooting Centrifugal Pumps and Their Systems", Elsevier, 2003.
- [10] Nesbitt B., "Handbook of Pumps and Pumping: Pumping Manual International", Elsevier, 2006.

SUMMARY

Material losses from corrosion and erosion costs industry a fortune every year. Researches show that the annual cost of corrosion for

a country is between %3 to %6 of its Gross Domestic Product (GDP), depending on the development level.

Chemical, petrochemical and other related industries apply physical and chemical methods to convert raw materials to salable products. Because of the product variety, every single product has different process conditions and requirements. The increase in product consumption requires the production processes to be faster and lead times to be shorter but also brings new problems for which solutions based on experience does not exist.

It is not possible to investigate failures without truly understanding the effects of various stresses and materials they act on. Unfortunately, as failures become more complicated, this lack of knowledge leads to errors.

The main factors related to the pump failures can be stated as abrasive wear, cavitation, corrosion and fatigue. Most of the time, the failures can be eliminated at the design phase of piping and pump selection. It is vital for selection of materials to provide all liquid and process data to pump manufacturer. The pump manufacturer will select material combinations and manufacturing method and will decide strength, corrosion and cavitation rates as per process conditions.

The aim of material selection is to maintain a determined "Life Time" with an "Acceptable Performance". It shall also be considered that Operating and Maintenance costs to be optimized. It is meaningless to build a system which has "Infinite Life" and "Unbearable High Price".

SHF SANTRİFÜJ POMPALAR İÇİN YATIŞKIN (STEADY-STATE) AKIŞ KOVUKLANMA (CAVITATION) MODELİ

Monier A. ELFARRA
ODTÜ Havacılık ve
Uzay Mühendisliği Bölümü

Prof.Dr. İ. Sinan AKMANDOR
ODTÜ Havacılık ve Uzay Mühendisliği
Bölümü ve Pars Makina Ltd.

Cezmi NURŞEN
Standart Pompa ve Makina Sanayi
Tic. AŞ.

ÖZET

Bu çalışmada, SHF santrifüj pompalara ait kavitasyon modeli 3 boyutlu sayısal akışkanlar dinamik modeli kullanılarak incelenmiştir. Numeca Fine/Turbo akış çözümü kullanılmıştır. Değişik kavitasyon sayıları için sonuçlar elde edilmiştir. Akışkanın buhar basıncındaki artışın kavitasyon sayısının azalmasına ve dolayısı ile kavitasyona daha çok yol açtığı hesaplamalı ortamda görülmektedir.

1. GİRİŞ

Kavitasyonun tanımı kısaca şöyledir: Dinamik bir süreç içinde sıvı içinde kabarcıklar oluşmakta büyümekte ve çökerek yok olmaktadır. Kavitasyon sıvı damlacıkların basıncının buhar basıncının altına düşmesi ile meydana gelmektedir. Genellikle pompalarda, pervane ve uskurlarda, lülelerde, enjektörlerde ve su altı gövdelerde meydana gelmektedir[1]. Türbomakina kısımlarının kavitasyona maruz kalması istenmeyen durumlara yol açmaktadır, şöyle ki:

- Kabarcıkların içlerine doğru patladıklarında meydana gelen yapısal hasarlar,
- Şaft yataklarında meydana gelen değişken eksen dışı kuvvetler ve yol açılan diğer kararsızlıklar,
- Verimdeki düşüş,
- Ses düzeyindeki artış.

Değişik türbomakina uygulamalarına göre, kavitasyon değişik şekillerde oluşmaktadır:

- Hareketli kavitasyon
- Tabaka kavitasyon
- Süperkavitasyon
- Küme kavitasyonu
- Girdap kavitasyonu

Pompalarda tabaka türü kavitasyonlara daha çok rastlanılmaktadır. Bu tür kavitasyonlar daha kararlı ve sürekli yataşkın bir akış içinde oluşmaktadır. Bu durumlarda sıvı ve buhar arasındaki arayüzü pürüzsüz ve şeffaf olabileceği gibi kızgın ve kargaşalı bir yüzey şekline de bürünebilir. Kavitasyon kovuğunun kapanması ile birlikte sıvı-buhar arayüzü dalgalanmakta ve tamamen bozulmaktadır. Akış yönü aşağı tarafta, kabarcık kümelenmesinin hakim olduğu büyük ölçekli türbülans vardır. Kavitasyon oluşumunun gelişmesini kavitasyon sayısının değişimi çerçevesinde izlemek mümkündür.

$$\sigma = \frac{P_{t_{inlet}} - P_{vap,s}}{\rho V_{ref}^2} \quad (1)$$

Burada;

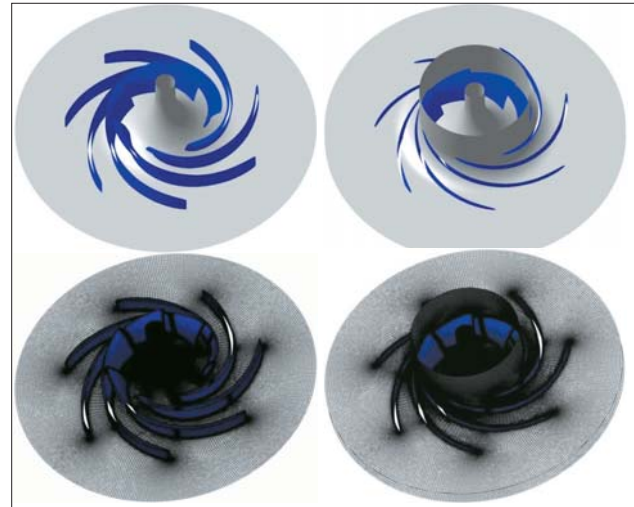
$P_{t_{inlet}}$ Mutlak giriş toplam basıncı
 $P_{vap,s}$ Buhar basıncı
 ρ Sıvı evresi yoğunluğu
 V_{ref} Referans hız

Kavitasyon azalan kavitasyon sayısı ile gelişmektedir. Bu sayının azalmasına buhar basıncının artması ya da mutlak giriş toplam basıncının azalması yol açmaktadır. Mutlak giriş toplam basınçtaki düşüş, kavitasyon olmayan herhangi bir durumdan kavitasyon beklenen duruma gelmesine yol açmaktadır. Bu yeni akış konumunu kavitasyon sayısı tarif etmektedir. Daha önce benzer çalışmalar daha çok 2-D boyutunda yapılmıştır[2,3,4,5]. Ayrıca pompa kavitasyonlarını ve pompa performanslarını hesaplamaya yönelik kavitasyon modelleri de geliştirilmiştir[6].

2. POMPA GEOMETRİSİ VE ÇÖZÜM AĞI

Şekil 1'de görüldüğü gibi benzeşimi yapılan jenerik SHF santrifüj pompanın 7 kanadı bulunmaktadır.

Çözüm ağı Numeca International AutoGrid5 çözüm ağı programı ile üretilmiştir. Pompanın etrafındaki ağ 7 bloktan oluşmaktadır.



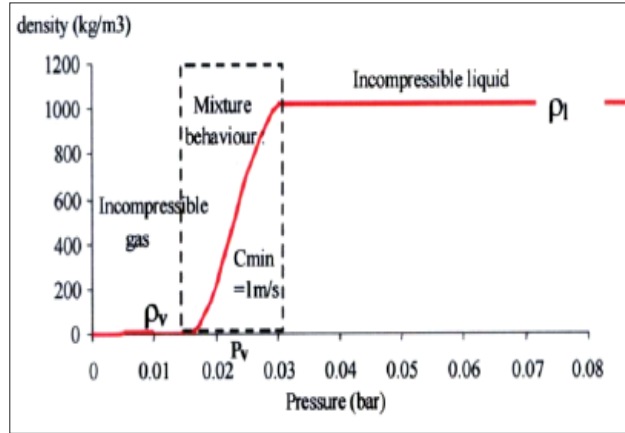
Şekil 1. Geometri ve pompa çözüm ağı.

Toplam çözüm ağı noktası 414,000 noktadır. Pompa cidarından başlayan yapısal ağı'nın birinci çözüm hücresinin genişliği 1.0×10^{-5} m'dir. Bu çözünürlük, sınır tabaka kalınlığı göz önüne alındığında $y^+ = 6$ değer civarlarına karşılık gelmektedir. Kullanılan türbülans modeli ile bu y^+ değeri tutarlıdır.

3. SAYISAL METOD

Bildiriye konu olan jenerik bir SHF santrifüj pompasının akış ve kavitasyon tabakası benzeşimi, sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) yöntemi ile, Numeca International Fine/Turbo çözücüsü kullanılarak yapılmıştır. Pompa hızı 1,200 devir/dakika'dır. Mutlak hız girişte 1.842 m/s'dir ve çıkıştaki statik basınç 320,000 Pa'dır. Akışın tamamı kargaşalı ("fully turbulent") olduğu varsayılmıştır. Bu nedenle yatışkın akış durumlarına ait kargaşalı Navier-Stokes denklemleri çözülmüştür. Kargaşalı akış modelleri arasında Spalart-Allmaras modeli seçilerek kullanılmıştır.

Çözüm alanında yoğunluk ve statik basınç barotropik kural çerçevesinde birbirlerine bağlanmıştır (Şekil 2). Böylelikle en az sayıda kullanıcı parametre girdisi ile makro düzeyde benzeşim yapmak mümkün olmaktadır. Barotropik kural $\rho = \rho(P_3)$ lokal yoğunluğunun çözüm hücresi içinde statik basıncın fonksiyonu olarak hesaplanmasını sağlamaktadır. Çözüm alanında yoğunluğun her hücrede tek sıvısal özellik yaklaşımı ile değişmesine izin verilmektedir. Bu şekilde her çözüm hücresinin yoğunluğu, tamamen sıvı $\rho = \rho_v$, tamamen buhar $\rho = \rho_L$ ya da bunların arası bir karışım olarak bulunması mümkün olmaktadır.



Şekil 2. Barotropik kural, Su, 20°C

Kavitasyon sayısı, öngörücü-düzeltilici ("predictor-corrector") yöntem ile aşağıdaki algoritma silsilesi çerçevesinde hesaplanmaktadır:

Performans eğrileri (Basma Yüksekliğinin Net Pozitif Emme Yüksekliğine göre değişimi) her kaviteasyon sayısı için hesaplanmıştır:

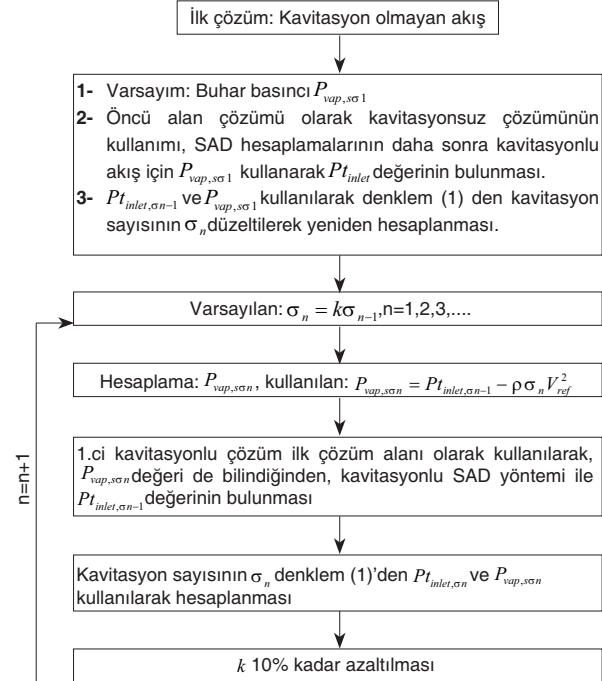
$$H = f(NPSH)$$

$$H = \frac{P_{t,inlet} - P_{t,exit}}{\rho g}; NPSH = \frac{P_{t,inlet} - P_{vap,s}}{\rho g}$$

Burada;

H : Basma Yüksekliği

NPSH : Net positive suction head – Net Pozitif Emme Yüksekliği'ni tanımlamaktadır.



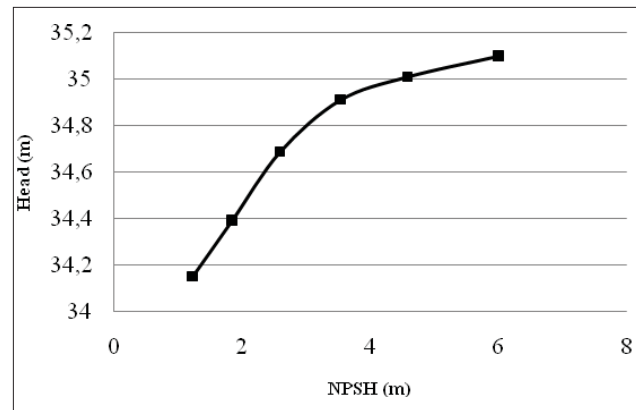
Şekil 3. Kaviteasyon sayısının hesaplanması ve performans eğrisi gelişim algoritması.

4. SONUÇ OLARAK

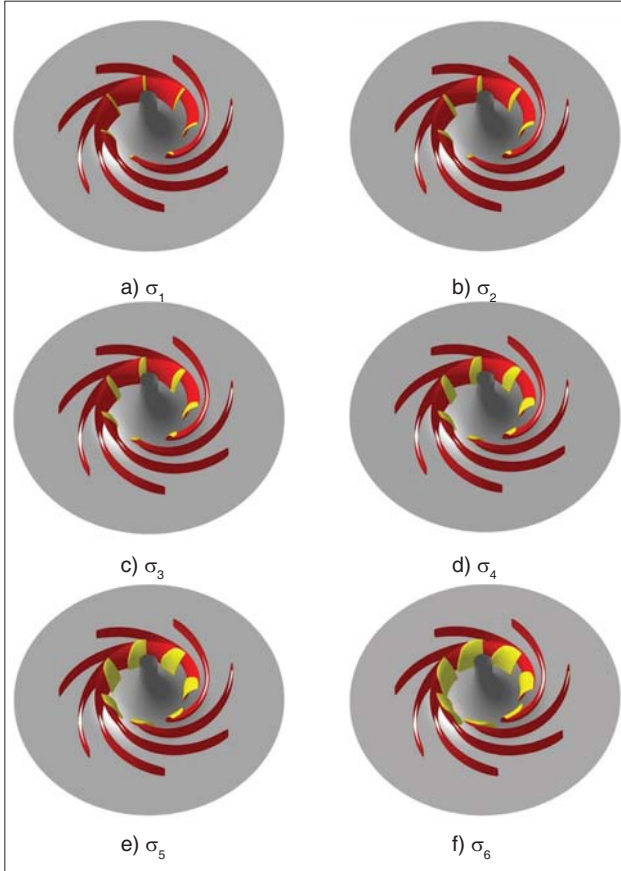
Sonuçlar 6 değişik kaviteasyon sayısı için elde edilmiştir. Şekil 3'te verilen algoritma ve SAD hesaplamaları kullanılarak pompa akışı için hesaplanan kaviteasyon sayıları Tablo 1'de verilmiştir.

SAD koşu no.	$P_{vap,s,n}$ (Pa) Şekil (3)'ten	$P_{t,inlet,s,n}$ (Pa) SAD'dan	σ_n Şekil (3)'ten
1	-40000	18975.4	0.14729
2	-25256.2	19811.6	0.11256
3	-13989.2	20759.8	0.08679
4	-2695.8	22812.4	0.06371
5	7316.2	25484.2	0.04537
6	15550.8	27669.1	0.03027

Performans eğrisi Şekil 4'te çizilmiştir:



Şekil 4. Pompa performans eğrisi.



Şekil 5. Kaviteasyon sayısının azalması ile artan kaviteasyon.

Kaviteasyonun, kaviteasyon sayısının azalması ile arttığını gözlemlemek için statik basıncın eş-yüzey hatlar Şekil 5'te verilmiştir.

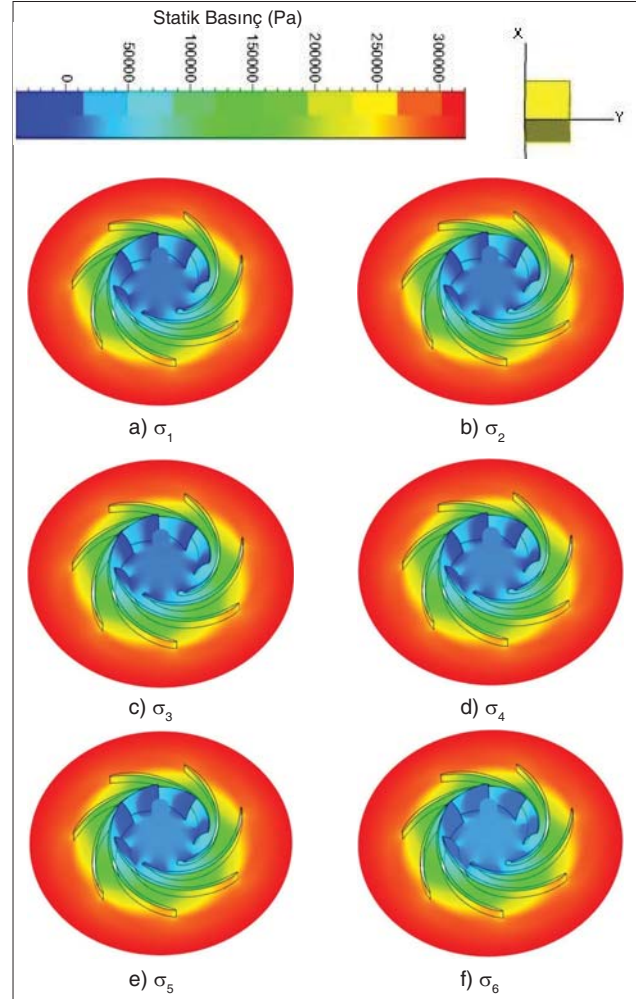
Kaviteasyon teorisi ile uyumlu olarak kaviteasyon, kaviteasyon sayısının azalması ile artmaktadır (Şekil 5). Bu sayı arttıkça, sıvı içinde daha büyük buhar kabarcıkları oluşmakta ve böylelikle kaviteasyon artmaktadır. Şekil 6'da verilen statik basınç eşdeğer hat çizgileri ("static pressure contours") de bu olguyu desteklemektedir.

5. SONUÇ

Bu çalışmada kaviteasyonlu pompa akış benzeşimi yapılmıştır. Kaviteasyon modeli ve hesaplama yöntemi bir algoritma ile açıklanmıştır. Performans eğrisi basma yüksekliğinin Net Pozitif Emme Yüksekliği ile değişimini göstermektedir. Ayrıca statik basınç renkli eş-değer hatları da kaviteasyon sayısının azalmasına bağlı olarak kaviteasyonun arttığını göstermektedir. Pompa kanatlarının hücum kenarında meydana gelen basınç düşüleri kaviteasyonun artmasına yol açmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] NUMECA Fine/Turbo Theoretical Manual, V8.7, 2007.
- [2] O. Coutier-Delgosha¹; R. Fortes-Patella; J. L. Reboud; M. Hofmann; B. Stoffel, "Experimental and Numerical Studies in a Centrifugal Pump With Two-Dimensional Curved Blades in Cavitating Condition", Journal of Fluids Engineering, 2003,



Şekil 6. Değişik kaviteasyon sayılarında statik basınç eşdeğer renkli hat çizgileri.

Vol. 125, pp.970-978

- [3] J. Li; L-J Liu; and Z-P Feng, "Two-dimensional analysis of cavitating flows in a centrifugal pump using a single-phase Reynolds averaged Navier-Stokes solver and cavitation model", Proc. IMechE Vol. 220 Part A: J. Power and Energy, 2006, pp.783-791
- [4] J. Li; L-J Liu and Z-P Feng, "Numerical prediction of the hydrodynamic performance of a centrifugal pump in cavitating flows", Commun. Numer. Meth. Engng, 2007; 23:363-384
- [5] H-W. Oh; "Design parameter to improve the suction performance of mixed-flow pump impeller", Proc. IMechE Vol. 224 Part A: J. Power and Energy, 2010, pp.881-887
- [6] M. Dular; B. Stoffel; B. Sirok, "Development of a cavitation erosion model", Wear Vol. 261, 2006, pp. 642-655

SUMMARY

In this study, a three dimensional CFD model for simulating the cavitation in the SHF centrifugal pump has been investigated. Cavitation develops with decreasing cavitation number. It

decreases by either increasing the vapor pressure or by decreasing the absolute inlet total pressure from a random non-cavitating state to a desired cavitating state defined in .

In this paper, CFD modeling of sheet cavitation on the generic SHF centrifugal pump is done using the Fine/Turbo solver of NUMECA International software. The pump rotates with a speed of 1,200 RPM. The absolute velocity at inlet is 1.842 m/s and the outlet static pressure is of 320,000 Pa. The flow is assumed to be fully turbulent. The steady state turbulent Navier-Stokes equations are solved. The turbulence model used is the Spalart-Allmaras model. The cavitation number is calculated in sort of predictor corrector method as follow:

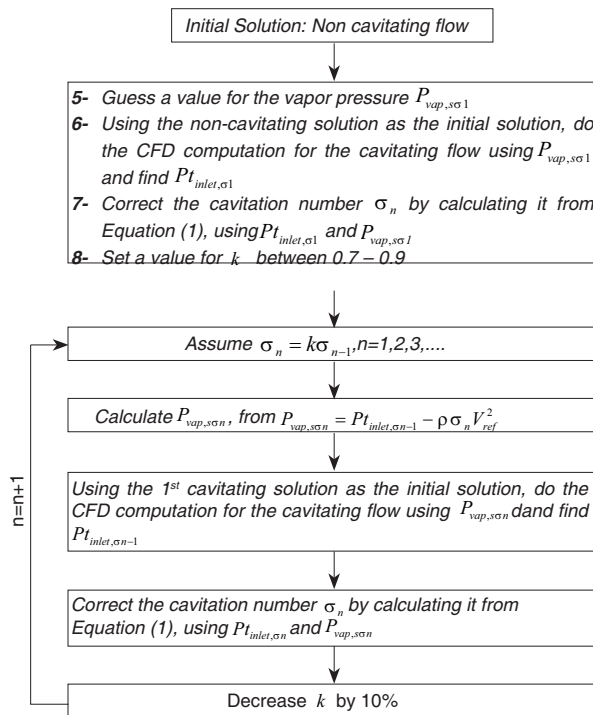


Figure 3/ Cavitation number computation and performance curve progressing algorithm.

The results were obtained for different cavitation numbers. The results have shown the effect of increasing the vapor pressure and hence decreasing the cavitation number on the increase of cavitation.

The performance curve was plot showing the variation of the head with the net positive suction head. The iso surface plots of the static pressure has shown the growth of cavitation as the cavitation number decreases. The plot of the static pressure contours showed the variation of the pressure at the blades leading edge as the cavitation grows.

MEKANİK TESİSATLARDA ARMATÜR SEÇİMİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ ÜZERİNE ETKİLERİ

İbrahim AKDEMİR
Asteknik A.Ş.

ÖZET

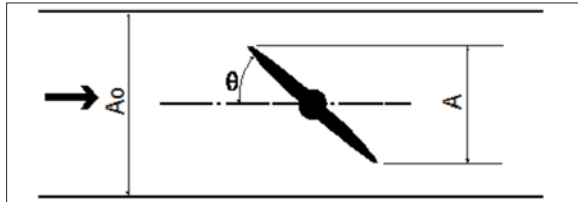
Bu bildiri, bina tesisatlarında kullanılan küresel vana, sürgülü vana ve kelebek vanayı performans ve enerji verimliliği açılarından yapılan araştırma sonuçlarına dayanarak karşılaştırmaktadır.

ARMATÜR SEÇİMİNDE İNCELENMESİ GEREKEN KONULAR

- Vana çapı
- Akış hızı
- Akışkan cinsi
- Akışkan sıcaklığı
- Ortam sıcaklığı
- Çalışma Basıncı
- Flanş bağlantısı
- Kumanda şekli
- Ekonomiklik

Aşağıdaki şekillerde, karşılaştırılacak vana çeşitlerinin kesitleri gösterilmektedir.

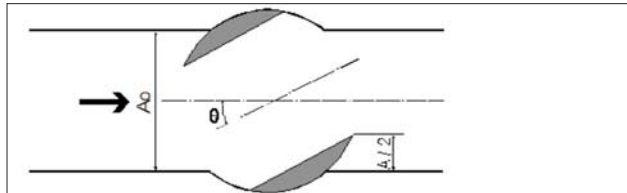
a) Kelebek Vana



Şekil 1.

Kelebek vananın tam açık pozisyonu teta = 0 derecede olmaktadır. Kelepe kapandıkça ya da diğer bir deyişle teta açısı büyüdükçe A/A0 oranı 1'e yaklaşmaktadır.

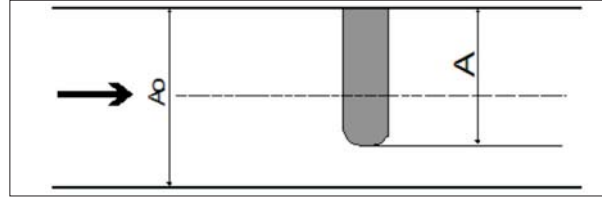
b) Küresel vana



Şekil 2.

Küresel vananın tam açık pozisyonu teta = 0 derecedir. Top dönerek akış yolunu engelledikçe ya da teta büyüdükçe vana kapanmaktadır. A/A0 oranı 1'e yaklaşmaktadır.

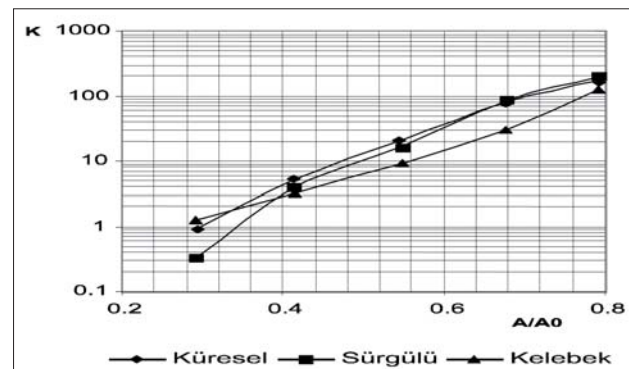
c) Sürgülü vana



Şekil 3.

Sürgülü vananın tam açık pozisyonu A mesafesi = 0 yani A/A0 = 0. Vana kapandıkça A/A0 oranı 1'e yaklaşmaktadır.

Yapılan deneylerin sonunda elde edilen K basınç direnç katsayıları çeşitli açıklıklarda **Grafik 1**'deki gibi ölçülmüştür. K oranının küçülmesi akışa karşı daha az direnç göstermesi; K oranının büyümesi akışa karşı direncin büyümesi yani basınç kaybının artması anlamına gelmektedir. A/A0 oranı en açık durumda 0; vanaların kapalı olduğu durumda 1'dir.



Grafik 1. K direnç katsayısının A/A0 oranı ile değişimi.

Grafik 1'e bakınca, vanaların en açık konumdaki basınç kayıpları bakımından 'sürgülü vana' en avantajlı seçim olarak görülmektedir. Fakat vana kısılmak suretiyle yapılan deneylerde 'kelebek vananın' en avantajlı olduğu görülmektedir.

Bu da kelebek vanaların debi kontrolü için en iyi seçim olduğunu göstermektedir.

Tablo 1'de üç vana türünün boyut ve ağırlık karşılaştırması yer almaktadır. Özellikle kazan dairesi gibi yer darlığı çekilen uygulamalarda kelebek vana ufak boyu ile ön plana çıkmaktadır.

En çarpıcı özellik ise, kelebek vananın, küresel ve sürgülü vanaya göre oldukça hafif olmasıdır. Örneğin, bir adet DN100 kelebek vana sürgülü vanadan 23,8 kg; aynı çap küresel vanadan da 30 kg daha hafiftir. Ortalama 100 adet vana içeren bir uygulamada bütün vanaları sürgülüden kelebek vanaya çevirmekle yaklaşık 2380 kg; küreselden kelebek vanaya çevirmekle 3 ton sadece ham maddede tasarruf yapılabilir. Bu sektörde Türkiye pazarında ayda 20.000 adet vana satıldığını göz önüne alırsak, sürgülüden kelebek vanaya geçmekle ayda ortalama 476 ton fazla malzeme; küresel vanadan kelebek vanaya geçmekle ayda ortalama 600 ton fazla malzeme üretilmekte, lojistiği yapılmakta ve kullanılacakları yere monte edilmektedir.

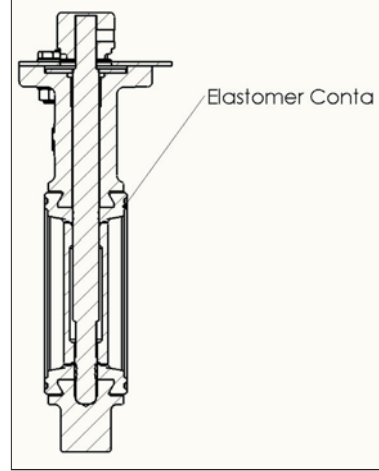
Aynı örneğe enerji verimliliği penceresinden bakarsak; yukarıdaki miktarlarda madenin çıkarılması, dökümünün yapılması, işlenmesi ve taşınması göz önüne alınırsa ya-pılabilecek tasarruf daha net olarak ortaya çıkmaktadır.

Yani kelebek vanayı tercih etmek, günümüzde çok önem arz eden karbon salınımını da azaltmak için atılacak bir adımdır. Yukarıda verilen rakamların fosil yakıt olarak karşılığı da; sürgülü vana üretmek için aylık 1200 ton fazladan fosil yakıt; küresel vana üretmek için aylık 1500 ton fosil yakıt harcanması demektir.

Ayrıca, kelebek vanaların içinin elastomerli olması, ısı yalıtımı bakımından da kelebek vanayı ön plana çıkarmaktadır. Küresel ve sürgülü vananın içinde ısı yalıtımı yapacak malzeme olmayışı ve buna ilaveten bo-yutlarının büyük olması ısı kaybını ve dolayısıyla işletme maliyetini artırmaktadır. Bu da enerji verimliliğini büyük oranda düşürmekte ve daha fazla yakıt tüketimi ve daha fazla karbon salınımına yol açmaktadır.

Tablo 1. Kelebek, Küresel ve Sürgülü Vanaların Boyut ve Ağırlıklarının Karşılaştırılması

Kelebek, Sürgülü Ve Küresel Vanaların Boyut Mukayesesi				Kelebek, Sürgülü Ve Küresel Vanaların Ağırlık Mukayesesi		
Çap Ø	Kelebek Vana (mm)	Sürgülü Vana (mm)	Küresel Vana (mm)	Kelebek Vana (Kg)	Sürgülü Vana (Kg)	Küresel Vana (Kg)
25	40	-----	160	1.15	-----	4.95
32	40	-----	180	2	-----	7.60
40	40	140	200	2	-----	-----
50	42	150	230	2.60	15	13.30
65	45	170	310	3.40	19	17.50
80	45	180	350	4.10	24	29.20
100	51	190	400	5.20	29	35.30
125	53	200	350	7.10	42	56
150	55	210	400	10.10	50	105
200	57	230	450	14.50	77	170
250	67	250		23.40	125	
300	77	270		33.90	180	
350	78	290		47	265	
400	102	310		76	235	
450	114	330		-----	-----	
500	127	350		234	415	
600	154	390		320	555	



Şekil 4. Kelebek vana kesit görünümü ve elastomer contanın gösterimi.

Tablo 2.

	Kelebek	Küresel	Sürgülü
Fiyat	A	C	B
Ağırlık	A	C	B
Boyut	A	C	B
Enerji Verimliliği	A	C	B
Basınç Kaybı	C	B	A
	%35 Kapalılık konumuna kadar		
	A	C	B
	%35 Kapalılık konumu üzerinde		

Konumuz enerji tasarrufu olduğu için 'en büyük tasarruf hiç tüketmemektir' felse-fesinden yola çıkarak, aynı işi gören armatürlerden ağırlıkları ve boyutları daha az olan armatürleri seçmek bize büyük enerji tasarrufu sağlayacaktır.

Bu karşılaştırmanın sonucu basınç kaybı, ağırlık, boyut ve enerji verimliliği olarak **Tablo 2**'de verilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Umur,H., Yüksel,İ. "Kelebek Vanalarda Akış Karakteristiklerinin İncelenmesi" 1998.
- [2] Çevre & Enerji Dünyası Mayıs-Haziran 2010 Sayı 78.

HAVA VANALARININ SEÇİMİ, EBATLANDIRILMASI VE YERLEŞTİRİLMESİ

Köksal Buğra ÇELİK
DSİ XIII. Bölge Müdürlüğü

ÖZET

Sulama sistemlerinde havanın mevcudiyeti boru hatlarının taşıma kapasitesini etkiler. Hava kabarcıkları etkili kesit alanının düşmesine sebep olur. Pompalı sistemlerde havanın mevcudiyeti enerji tüketiminin artmasına ve akışın azalmasına yol açar. Boru hatlarındaki havanın kontrolünde en çok kullanılan cihazlar hava vanalarıdır. Hava vanalarının tüm boru hattı boyunca doğru ebatlandırılması ve uygun yer seçimi çok önemlidir. Makalede, boru hatlarındaki havanın oluşumu, boru hatlarına etkileri, hatlara hava girişinin sebepleri, hava vanası tipleri ve özellikleri, boru hattı boyunca yerleştirilme kriterleri, vana orifis çaplarının belirlenmesi ile ilgili genel öneriler Amerikan Su İşleri Birliği (AWWA) El Kitabı 51'in 2001 basımı temel alınarak incelenmiştir.

1. BORU HATLARINDAKİ HAVANIN OLUŞUMU VE SONUÇLARI

Su normal şartlarda hacimsel olarak en az % 2 oranında çözünmüş hava içerir, bu oran boru hattındaki suyun basınç ve sıcaklığına bağlı olarak daha fazla da olabilir. Henry Yasası'na göre bir çözelti içinde çözünen gazın miktarı çözelti üzerindeki gazın basıncı ile doğru orantılıdır. Bu sebeple su basınçlı hale getirildiğinde hava tutma kapasitesi son derece artar. Hava bir kez çözelti dışına çıkınca tekrar çözeltiye dönmeyerek kabarcıklar şeklinde boru hattının tepe noktalarında birikir. Boru hatlarında kısmi açık vanalar, kısmi dolu hatlardaki kaskad akımları, boru çapları ve eğimlerdeki değişimler sonucu akış hızındaki değişimler ve boru hattı kotlarındaki değişimler sonucu oluşan düşük basınçlı zonlar sebebiyle boru hattındaki hava çözeltiden ayrışır. Hava kabarcıkları borunun en kesit alanını daraltarak suyun akışını azaltabilir ve hatta hacmin yeterli olması durumunda boru hattındaki suyun akışını tamamen durdurabilir. Genellikle suyun akış hızı hava kabarcıklarını mansaptaki bir tepe noktasında biriktirmek üzere sürüklemeye yeterlidir. Hava kabarcıkları boru hattında oluşan yük kayıplarını artırır. Boru hattındaki ilave yük kayıpları akışı düşürür ve hattın pompalı olması durumunda enerji sarfiyatını artırır. Boru hatlarında hava kabarcıklarının yerinin saptanması oldukça güç olup bunlar şebekenin toplam verimini düşürür. Hava kabarcıkları aynı zamanda su darbesi, boru hattında gürültü gibi problemlere ve kontrol vanalarının, debi sayaçlarının ve diğer ekipmanların randımanlarının düşmesine sebep olur. Filtrelerde hapsolan hava kabarcıkları filtrelerin verimini düşürür. Çelik borularda, vana ve benzeri aparatlarda korozyonu hızlandırır [6].

1.1. Boru Hattına Hava Girişinin Sebepleri

Çözeltiden ayrışan havaya ek olarak, boru hatlarındaki basıncın atmosfer basıncının altına düştüğü, sızdıran birleşim noktalarından hatta hava girebilir. Pompa emişindeki vortekste, negatif basıncın olduğu pompa flanşlarında ve boru hattının hidrolik eğimin üzerinde olduğu tüm noktalarda bu durum mevcuttur. Hava, boru hattına pompanın tamamen durması sonrası hava/vakum ve bileşik hava vanaları ve boru hattı basıncının atmosfer basıncının altına olduğu noktalardaki hava tahliye vanalarının orifislerinden vorteksi önleyecek şekilde tasarlanmamış pompa emme boruları yoluyla girebilir. Son olarak düşey türbin ve kuyu pompaları pompa kolonunda hava ile çalışmaya başlar ve bu hava çekvalf yolu ile boru hattına geçebilir.

2. HAVA VANASI TİPLERİ

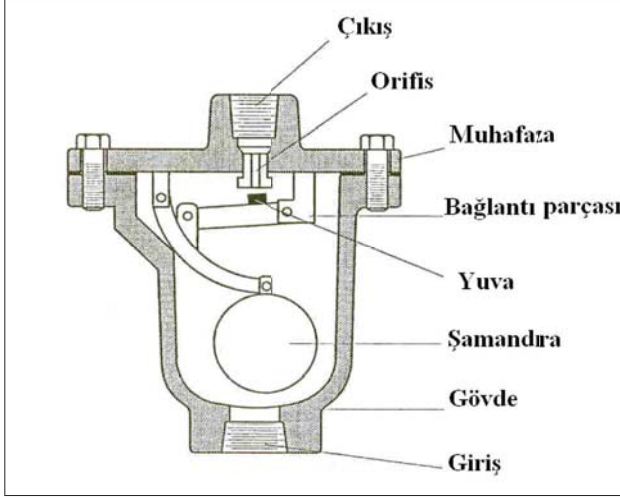
Hava vanalarının üç temel kullanım amacı bulunmaktadır. Bunlar; hattın doldurulması sırasında havanın tahliye edilmesi, işletme sırasında havanın boşaltılması ve hattın boşaltılması sırasında boru çekmesinin önlenmesidir.

2.1. Hava Tahliye Vanaları

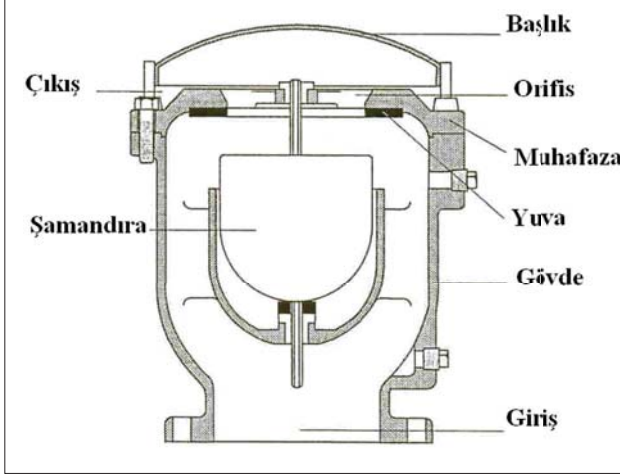
Hava tahliye vanaları veya diğer bir deyişle küçük orifisli vanalar, sistem atmosfer basıncının üstünde basınçlarda çalışırken boru hattında biriken küçük hava kabarcıklarının otomatik tahliyesinin sağlanması amacı ile tasarlanmıştır. Tipik hava tahliye mekanizması **Şekil 1**'de gösterilmektedir. Hava tahliye vanaları boru hattı veya giriş bağlantısından oldukça küçük çapta olan çıkış orifisleriyle tanımlanır. Orifis çapları genellikle 1,6 mm ile 25 mm arasında değişirken giriş bağlantı çapları 13 mm ile 150 mm arasında değişir. Vana, havayı alınca açılır ve hava orifisle atılır. Su, vanaya girerken şamandıra yükselerek orifisi kapatır. Boru sisteminde biriken hava vanaya girince su ile yer değiştirir, şamandıra düşer ve hava orifisle atılır. Uygun şamandıra ağırlığı ve manivela güç mekanizması ile tasarlanan hava tahliye vanası, maksimum işletme basıncına kadar olan her basınçta vananın açılmasına izin verir.

2.2. Hava/Vakum Vanaları

Hava/vakum vanaları ya da başka bir deyişle büyük orifisli vanalar büyük miktarda havayı hattın doldurulması esnasında otomatik olarak tahliye etmek, iç basınç atmosfer basıncının altına düştüğünde ise büyük miktarda havayı otomatik olarak hatta almak amacı ile tasarlanmıştır. Negatif basınç, su kolonu ayrılması, boru hattının tahliyesi, pompa arızaları veya boru hattının patlaması gibi sebeplerle oluşabilir. Tipik bir hava/vakum



Şekil 1. Hava tahliye vanası[1].

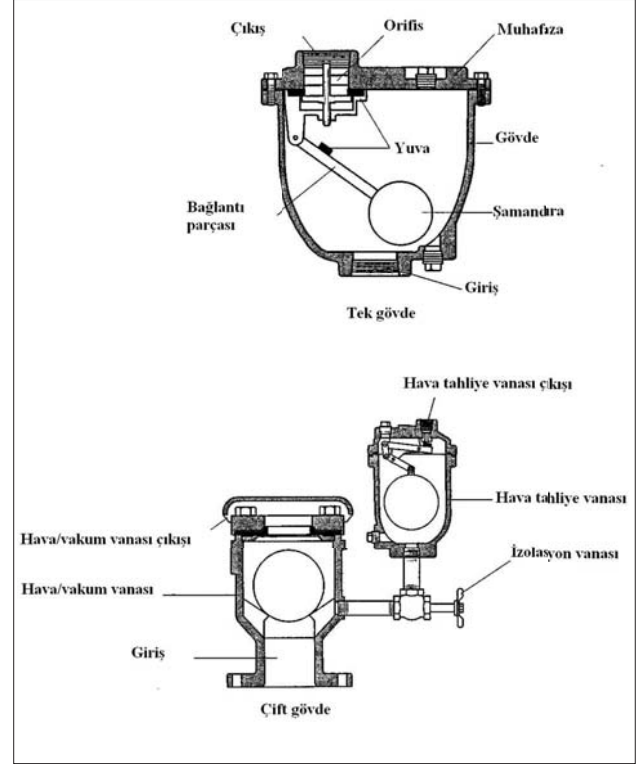


Şekil 2. Hava/vakum vanası[1].

vanası Şekil 2'de gösterilmektedir. Hava/vakum vanaları orifis çapları 13 mm ile 500 mm arasında değişmekte olup vana girişinin anma çapı ile uyumludur. Boru hattı su ile doldurulurken boru hattındaki hava, basınç dalgalarını minimize etmek için uniform bir şekilde atılmalıdır. Aynı şekilde pompaların ani durması veya boru hattı tahliye edilirken boru hattı içine hava alınarak boru hattının çökmesine ve sistemde basınç artışları oluşmasına sebebiyet veren vakum oluşması önlenmelidir. Hava/vakum vanasının çalışma prensibi orifis çapının oldukça büyük olması ve basınç altında açılmaması haricinde hava tahliye vanasına benzerdir. Hava/vakum vanası büyük miktarda havayı orifisi vasıtasıyla atar. Sistemin doldurulması sırasında su girerken şamandıra yükselerek orifisi kapatır. Hava/vakum vanası bir kez kapanınca boru hattı atmosfer basıncının üzerindeki basınçlarda çalışırken veya içerisinde su mevcutken yeniden havayı tahliye etmek amacıyla açılmaz.

2.3. Bileşik Hava Vanaları

Bileşik hava vanaları hava/vakum vanalarının fonksiyonlarını yerine getirmek amacı ile tasarlanmış olup buna ilaveten basınç altında çalışırken küçük hava kabarcıklarını hava tahliye vanaları gibi boru hattından tahliye ederler. Bileşik hava vanaları Şekil 3'te görüldüğü gibi tek gövdeli veya çift gövdeli olarak üretilmektedir.



Şekil 3. Tek gövdeli ve çift gövdeli bileşik hava vanaları[1].

3. HAVA VANALARININ BORU HATTI BOYUNCA YERLEŞTİRİLMESİ

Hava tahliye, hava/vakum ve bileşik hava vanalarının boru hattı üzerinde uygun şekilde yerleştirilmeleri de en az uygun vana çapının seçilmesi kadar önemlidir. Yanlış bir noktaya yerleştirilmiş hava vanası görevini yerine getiremez.

Aşağıda yerleşim yerleri ve vana tiplerine göre genel öneriler AWWA M51 çerçevesinde verilmiştir. Ancak belirtilenlerin dışında bazı noktalara da vana yerleştirilmesi gerekebilir. Tipik vana yerleşimlerini gösteren örnek bir iletim hattı profili Tablo 1'de verilmektedir.

Hava vanaları şebekede hidrant ve servis elemanları vasıtası ile hapsolmuş havanın atıldığı küçük çaplı boru hatlarının olduğu sistemlerde gerekmebilir[1]. Hidrantlar aynı zamanda boru hattındaki havanın tahliyesinde de bir araç olarak kullanılabilir. Deneyimler hidrantların ve servis bağlantılarının performans açısından yeterli hava tahliyesini sağladıklarını göstermiştir[1].

Boru eğiminin (+) olduğu yani akış yönü ile boru hattı eğiminin aynı olduğu aşağı doğru giden hatlarda gerekli hızlar sağlanır ise hava problemleri oluşmaz. Aşağı doğru giden bir boru hattında hava kabarcıklarının sürüklenmesi için gerekli hızların belirlenmesinde kullanılan denklem aşağıda verilmektedir[7] .

$$v = \sqrt{gD} (0,825 + 0,25\sqrt{\sin\theta}) \quad (1)$$

v = boru hattındaki havanın sürüklenmesi için gerekli hız, m/s; D = boru iç çapı, m; θ = aşağı yönlü boru hattının yatay eksenle yaptığı açı, °

3.1. Önerilen Vana Tipleri ve Yerleşimleri

Hava vanaları aşağıda belirtilen noktalara yerleştirilmelidir.

- a) Tepe noktaları:** Bileşik hava vanaları boru hattının tepe noktalarına boru hattı dolarken ve işletme sırasında hava tahliyesini, boru hattı tahliye edilirken hava girişini sağlamak ve vakuma karşı hattı korumak amacı ile yerleştirilir. Hava, tepe noktası yerine onun hemen mansabında birikmektedir. Bu sebeple birçok imalatçı firma, vananın uygulama sırasında tam olarak tepe noktasına yerleştirilmesi yerine boru hattı ile piyezometre hattının kesiştiği noktaya yani tepe noktasının birkaç metre mansabına yerleştirilmesini tavsiye etmektedir. Daha önce de vurgulandığı gibi bileşik hava vanaları, hava vanalarının tüm fonksiyonlarını yerine getirdiğinden arazide montaj hatalarına ve hatalı işletme şartlarına karşı her halükarda hattın korunmasını temin etmek maksadı ile hava/vakum ve hava tahliye vanaları yerine de kullanılabilir.
- b) Hat vanaları (Tablo 1'de gösterilmedi):** Hava/vakum veya bileşik hava vanaları hat vanalarının tahliye edilen kesimine yerleştirilerek boru hattının tahliyesini kolaylaştırır.
- c) Artan aşağı yönlü eğim:** Aşağı yönlü eğimde ani artışların olduğu noktalara bileşik hava vanaları yerleştirilmelidir.
- d) Azalan yukarı yönlü eğim:** Yukarı yönlü eğimde ani azalışların olduğu noktalara hava/vakum veya bileşik hava vanaları yerleştirilmelidir.
- e) Uzun tırmanışlar:** Boru hattının yükselmekte olduğu kesimlerde her 400 m ile 800 m mesafede bir hava/vakum veya bileşik hava vanası yerleştirilmelidir.
- f) Uzun inişler:** Boru hattının aşağı yönlü olduğu kesimlerde her 400 m ile 800 m mesafede bir hava tahliye veya bileşik hava vanası yerleştirilmelidir.
- g) Yatay kesimler:** Uzun yatay boru hattı başlangıç ve bitişlerine bileşik hava vanaları yerleştirilmeli, yatay kesimde de her 400 m ile 800 m mesafede bir hava tahliye vanası ya da bileşik hava vanası yerleştirilmelidir.
- h) Venturimetreler (Tablo 1'de gösterilmedi):** Hapsolmuş havanın sebep olduğu ölçüm hatalarının önlenmesi için venturimetrelerin membana hava tahliye vanaları yerleştirilmelidir.
- i) Derin kuyu ve düşey türbin pompaları:** Derin kuyu ve düşey türbin pompalarının deşarj tarafına pompa çalışmaya başladığı zaman kuyu kolonundaki havanın uzaklaştırılması ve pompa durdurulduktan sonra hatta havanın tekrar alınması için hava/vakum vanaları yerleştirilmelidir. Bu tip pompalara monte edilen hava vanalarının seçimine pompa devridaimi sırasında debide meydana gelen önemli değişimler sebebiyle özel ihtimam gösterilmesi gerekir.
- j) Sifonlar (Tablo 1'de gösterilmedi):** Piyezometre hattının üstünde uzanan ve sürekli negatif basınç altında çalışan sifonlarda sürekliliği sağlamak amacı ile sifonun en üst noktasına havanın tahliyesi için bir hava tahliye vanası yerleştirilmelidir. Ancak, hava tahliye vanası çıkışı bir vakum kontrol cihazı ile

Tablo 1. Tipik Vana Yerleşimini Gösteren Örnek Boru Hattı Profili[1]					
No	Açıklama	Önerilen tipler	No	Açıklama	Önerilen tipler
1	Pompa deşarjı	Hava/vakum	9	Azalan aşağı yönlü eğim	Vanaya ihtiyaç yok
2	Artan aşağı yönlü eğim	Bileşik	10	Düşük nokta	Vanaya ihtiyaç yok
3	Düşük nokta	Vanaya ihtiyaç yok	11	Uzun tırmanış	Hava/vakum veya bileşik
4	Artan yukarı yönlü eğim	Vanaya ihtiyaç yok	12	Artan yukarı yönlü eğim	Vanaya ihtiyaç yok
5	Azalan yukarı yönlü eğim	Hava/vakum veya bileşik	13	Azalan yukarı yönlü eğim	Hava/vakum veya bileşik
6	Yatay başlangıç	Bileşik	14	Tepe nokta	Bileşik
7	Yatay	Hava tahliye veya bileşik	15	Uzun iniş	Hava/vakum veya bileşik
8	Yatay bitiş	Bileşik	16	Azalan yukarı yönlü eğim	Hava/vakum veya bileşik

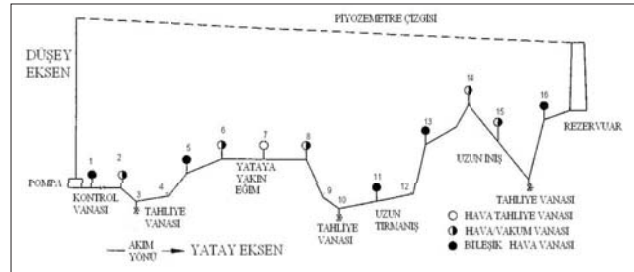
teçhiz edilerek boru hattına hava alınması önlenmelidir. Daha fazla hava tahliye kapasitesi gerektiren sistemlerde benzer bir yaklaşım hava/vakum vanasının çıkışında bir vakum kontrol cihazı ile teçhiz edilmesi ile sağlanır.

4. VANA ORİFİS ÇAPLARININ BELİRLENMESİ

Boru hattı boyunca özellik arz eden noktalarda uygun vana orifis çaplarının seçilmesi oldukça önemlidir. Bu bölümde su endüstrisinde kullanılan yaygın yöntem sunulacaktır.

4.1. Basıncılı Hava Tahliyesi

Basıncılı hava tahliyesi için orifis çapı genellikle 1,6 mm ile 25 mm arasında değişmektedir. Ancak vananın giriş bağlantısının çapı 13 mm ile 150 mm arasında değişmekte olup küçük orifis çapları küçük girişli ve yüksek basınçlı vanalarda bulunur. Boru hattından atılması gereken hava miktarının belirlenmesinde kesin bir metot yoktur[1]. Bunun sebebi boru hattına giren hava miktarının veya boru hattında basınç değişikçe çözelti dışına çıkan hava miktarının tahminindeki güçlüklerdir. Yaygın bir metot normal şartlarda boru hattındaki debinin % 2'si oranında bir kapasiteyi sağlamaktır. Bu metot normal şartlarda su içinde havanın % 2 oranında çözünürlüğüne dayanır. Hava, basınçlı boru hattı işletilirken tahliye vanası orifisinden atılır. Çıkış basıncının 1.9 katını aşan durumlarda hava tahliye edilirken sonik (ses dalgası) akım oluşur.



Şekil 4. Tipik vana yerleşimi[1].

4.2. Hava Tahliyesi İçin Orifis Çapının Tayini

Boru hattının vana yerleştirilecek noktasındaki debi belirlenerek o debinin % 2'si tahliye edilecek hava hacmi olarak kabul edilir. Vananın işletme basıncı piyezometre kotundan vananın bulunduğu kot çıkarılarak saptanır. Basınç ve kapasite şartlarını sağlayan uygun orifis çapı **Tablo 2**'den seçilir.

4.3. Boru Hattının Doldurulması İçin Gerekli Orifis Çapının Tayini

Boru hattının doldurulması sırasında hava, boru hattının doldurulması ile aynı hacimsel oranda tahliye edilmelidir. Pompajlı hallerde genelde tüm hat dolana kadar yalnızca bir pompanın çalıştırılması uygun olacaktır. Tavsiye edilen işlem boru hattını yavaş yavaş doldurarak hatta ani basınç artışlarının önlenmesidir. Tavsiye edilen dolum hızı 0,30 m/s'dir.

4.4. Boru Hattının Tahliyesi İçin Orifis Çapının Tayini

Boru hattının tahliyesinin gerektiği hallerde boru hattı kontrollü bir hızla (0,30-0,60 m/s arası) tahliye edilerek basınç artışları minimuma indirilmelidir. Tahliye vanasının bulunduğu noktaya en yakın tepe noktasında bulunan hava vanası boru hattından tahliye edilen hacimsel oranda havayı kabul edecek şekilde seçilmelidir.

4.5. Cazibeli Hal İçin Gerekli Orifis Çapının Tayini

Boru hattında güç kaynağında kesinti, borunun delinmesi veya patlaması ile meydana gelebilecek su kolonu ayrılması ve cazibeli akım sonucu suyun akış hızında ani değişimler meydana gelebilir. Cazibeli akış, tepe noktalarında vakum oluşmasına sebebiyet verebilir. Su endüstrisinde kullanılan boruların büyük bir kısmı genelde tam

Tablo 2. Hava Tahliye Vanası Orifisleri İçin Hava Kapasite Çizelgesi ($C_d = 0,7$) [1]

Hava tahliye vanası orifisleri için hava kapasite çizelgesi (m³/s)										
Basınç farkı (bar)	orifis çapı (mm)									
	1.59	2.38	3.18	4.76	6.35	7.94	9.53	11.11	12.70	25.40
1,72	0,001	0,002	0,003	0,007	0,012	0,019	0,027	0,036	0,047	0,189
3,45	0,001	0,003	0,005	0,011	0,019	0,030	0,044	0,059	0,077	0,310
5,17	0,002	0,004	0,007	0,015	0,027	0,042	0,060	0,082	0,108	0,429
6,89	0,002	0,005	0,009	0,019	0,034	0,054	0,077	0,105	0,137	0,547
8,62	0,003	0,006	0,010	0,024	0,042	0,065	0,094	0,128	0,167	0,670
10,34	0,003	0,007	0,012	0,028	0,049	0,077	0,111	0,151	0,197	0,760
12,07	0,004	0,008	0,014	0,032	0,057	0,089	0,128	0,174	0,227	0,906
13,79	0,004	0,009	0,016	0,036	0,064	0,101	0,144	0,197	0,257	1,029
15,51	0,004	0,010	0,018	0,040	0,072	0,112	0,161	0,220	0,287	1,147
17,24	0,005	0,011	0,020	0,045	0,079	0,124	0,178	0,243	0,317	1,270
18,96	0,005	0,012	0,022	0,049	0,087	0,135	0,195	0,266	0,347	1,388
20,68	0,006	0,013	0,024	0,053	0,094	0,147	0,212	0,288	0,377	1,510

vakum oluşması durumuna dayanıklıdır ancak büyük çaplı ve düşük sıklığa (stiffness) sahip borular negatif iç basınç sonucu çökebilir. Bu sebeple cazibeli hallerde hava vanaları orifis çapının doğru seçimi, boru hattının vakuma karşı korunması açısından oldukça önemlidir. Tepe noktalarındaki hava vanaları boru hattındaki negatif basınçların en aza indirilebilmesi, pompa ekipmanları ve boru hatlarını muhtemel hasarlardan korumak maksadı ile gerekli hava girişine izin verecek şekilde seçilmelidir. Tepe noktasına yerleştirilecek olan hava vanası, boru hattındaki su ile yer değiştirecek gerekli hava girişine izin verecek orifis çapına sahip olmalıdır. Boru hattı için müsaade edilen negatif basınç kabul edilir bir emniyet katsayısı ile saptanmalıdır. Düşük

Tablo 3. Büyük Orifisler İçin Hava Tahliye Kapasitesi Çizelgesi ($C_d = 0,7$, $T = 15,5$ °C, Deniz Seviyesi) [1]

Büyük orifisler için hava tahliye kapasitesi çizelgesi (m³/s)												
Basınç farkı (bar)	orifis çapı (mm)											
	25,40	50,80	76,20	101,60	152,40	203,20	254,00	304,80	355,60	406,40	457,20	508,00
0,07	0,037	0,150	0,336	0,599	1,345	2,393	3,733	5,380	7,315	9,533	12,082	14,961
0,10	0,046	0,183	0,411	0,732	1,642	2,921	4,564	6,607	8,920	11,657	14,772	18,217
0,14	0,052	0,210	0,472	0,840	1,893	3,360	5,239	7,551	10,288	13,451	17,037	21,002
0,17	0,059	0,235	0,529	0,939	2,110	3,752	5,852	8,448	11,468	15,008	18,972	23,409
0,21	0,064	0,256	0,576	1,024	2,308	4,101	6,418	9,203	12,554	16,377	20,766	25,627
0,24	0,069	0,276	0,623	1,104	2,487	4,422	6,890	9,958	13,545	17,698	22,370	27,609
0,28	0,074	0,295	0,665	1,180	2,652	4,719	7,362	10,619	14,442	18,878	23,881	29,497
0,31	0,078	0,312	0,703	1,251	2,813	5,003	7,787	11,232	15,291	19,963	25,296	31,243
0,34	0,082	0,329	0,741	1,317	2,959	5,239	8,212	11,846	16,093	21,049	26,618	32,895

Tablo 4. Büyük Orifisler İçin Hava Giriş Debisi Çizelgesi ($C_d = 0,7$) [1]

Büyük orifisler için hava giriş debisi çizelgesi (m³/s)												
Basınç farkı (bar)	orifis çapı (mm)											
	25,40	50,80	76,20	101,60	152,40	203,20	254,00	304,80	355,60	406,40	457,20	508,00
0,07	0,036	0,144	0,325	0,576	1,298	2,308	3,610	5,191	7,079	9,250	11,704	14,442
0,10	0,043	0,173	0,389	0,694	1,557	2,766	4,323	6,230	8,448	11,091	14,017	17,320
0,14	0,049	0,195	0,439	0,783	1,756	3,124	4,861	7,032	9,581	12,507	15,810	19,539
0,17	0,053	0,213	0,481	0,854	1,921	3,412	5,333	7,693	10,430	13,639	17,273	21,332
0,21	0,057	0,228	0,514	0,911	2,053	3,653	5,711	8,212	11,185	14,630	18,500	22,795
0,24	0,060	0,241	0,543	0,963	2,166	3,851	5,994	8,684	11,799	15,385	19,491	24,069
0,28	0,063	0,251	0,566	1,005	2,256	4,016	6,277	9,014	12,318	16,046	20,294	25,108
0,31	0,065	0,260	0,585	1,038	2,336	4,153	6,466	9,345	12,695	16,613	21,002	25,957
0,34	0,067	0,267	0,599	1,067	2,397	4,262	6,654	9,581	13,073	17,037	21,568	26,665

sıkılıklı, büyük çaplı çelik borularda çökme basıncı ince cidarlı çelik silindirler gibi hesaplanabilir[2].

4.6. Hava Tahliye Vanası Orifis Çapının Seçimi

Boru hattının işletmesi sırasında biriken havanın tahliyesi için doğru hava tahliye vanası çapının seçimi önemlidir. Verilen bir orifis çapı için (örneğin 3 mm) çeşitli giriş çapları mevcuttur (13 mm ile 150 mm arasında). Giriş çapı, boru hattı bağlantısında hava/su değişimini en yüksek hale getirecek kadar büyük olmalıdır. Aynı zamanda boru hattına bağlantı çapı asla hava tahliye vanası giriş çapından daha küçük olmamalıdır.

4.7. Hava/Vakum Vanası Orifis Çapının Seçimi

Doğru hava/vakum vanası çap seçimi boru hattı doldurulurken havanın tahliyesi ve negatif basınç durumunda hatta hava girişinin sağlanması açısından önem arz eder. Seçilen vana boru hattı doldurulurken havanın tahliyesi (boru hattı dolumu için çap seçimi), boru hattının tahliyesi sırasında hatta hava alımında (boru hattı tahliyesi için çap seçimi), boru hattının delinmesi halinde hatta hava alımında (cazibeli akış için çap seçimi) gerekli özellikleri taşımalıdır. Hava/vakum vanası giriş çapı genellikle orifis çapı ile aynıdır. Su kolonu ayrılmasının muhtemel olduğu kesimlerde gereğinden büyük çaplı hava/vakum vanaları kullanılmamalıdır.

4.8. Bileşik Hava Vanası Orifis Çapının Seçimi

Doğru bileşik hava vanası çapının seçimi boru hattı dolarken hattaki havanın tahliyesi, negatif basınç oluşması durumunda hatta havanın alınması ve boru hattının işletmesi sırasında toplanan havanın tahliyesi bakımından önemlidir. Vana belirtilen şartların tamamını sağlayacak orifis çapına sahip olmalıdır. Hatta basınç altında biriken havanın tahliyesi, boru hattı tahliye edilirken hatta hava alınması, boru hattı doldurulurken hattaki havanın tahliye edilmesi, hattın patlaması halinde hatta hava alınması gibi hallerin tamamına uygun vana teçhizatı seçilmelidir. Gereğinden büyük çapta seçilen bileşik hava vanaları su kolonu ayrılmasının muhtemel olduğu yerlerde kullanılmamalıdır.

5. HAVA/VAKUM VE BİLEŞİK HAVA VANALARI

Boru hattı doldurulurken su darbesi etkilerini en aza indirmek için boru hattının doldurulması sırasında hızın 0,30 m/s veya daha aşağıda tutulması tavsiye edilmektedir. Uygun tasarımlanmış hava/vakum veya bileşik hava vanaları boru hattından havanın tahliyesine imkân verir. Ancak havanın tamamı boru hattından tahliye edilince hava/vakum veya bileşik hava vanasının şamandırası suyun teması neticesinde aniden kapanabilir. Hava/vakum veya bileşik hava vanaları negatif basınç altında boru hattını çökmeye karşı korumak için kullanılırlar. Boru hatları özellikle hattın doldurulması sırasında su darbesi etkilerine açıktır çünkü çökme kriterinin gerektirdiği orifis çapı özellikle yüksek debilerde dolumda minimum hava regülasyonuna müsaade eder. Bu ve benzeri büyük orifisli hava vanalarının kullanıldığı durumlarda hattın dolum hızının sıkı kontrolünün sağlanması önemlidir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Boru hatlarında hava mevcudiyeti hattın iletim kapasitesinin düşmesine sebep olur. Su darbesi oluşması halinde hapsolmuş hava problemin boyutunu daha da artırır. Boru hattının tepe noktalarına ve sabit eğimli hatlara belirli aralıklarla hava vanaları

yerleştirilmelidir. Havanın tepe noktasının hemen mansabında birikmesi sebebiyle hava vanaları arazide tam olarak tepe noktası yerine boru hattı ile piyezometre hattının kesiştiği noktaya, tepe noktasının birkaç metre mansabına yerleştirilmelidir. Boru hattında hava tahliye vanalarının yerleştirilmesi gereken yerlerde işletme basınçları vananın çalışması için gerekli işletme basıncını sağlayacak şekilde proje tasarımı yapılmalıdır. Vananın çalışması için yeterli işletme basıncı mevcut değilse yerine hava borusu kullanılmalıdır[5].

KAYNAKLAR

- [1] AWWA, "Air-release, air/vacuum, and combination air valves AWWA manual M51", American Water Works Association, Colorado, 2001.
- [2] AWWA, "AWWA manual M11: Steel pipe-a guide for design and installation", American Water Works Association, Colorado, 1987.
- [3] Estrada, Oscar Pozos, "Investigation on the effects of entrained air in pipelines", Institut für Wasserbau der Universität Stuttgart, 2007.
- [4] Falvey, Henry, T., "Air-water flow in hydraulic structures", United States Department of the Interior, Water and Power Resources Service, Colorado, Aralık 1980.
- [5] Jr Aisenbrey, A. J., Hayes, R. B., Warren, H. J. ve diğerleri. "Design of small canal structures", United States Department of Interior Bureau of Reclamation, Colorado, 1978.
- [6] Lauchlan, C. S., Escameia, M., May, R. W. P. ve diğerleri. "Air in pipelines-a literature review", H R Wallingford, Nisan 2005.
- [7] Sanks, R. L., "Pumping station design", Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.

SUMMARY

The presence of air can affect the water carrying capacity of the pipelines. Air pockets can lead to reducing the effective cross section area. In pumping systems the presence of air can be reflected in increased energy consumption and flow reduction. Air valves are the most used devices for air control in the pipelines. The correct sizing and appropriate placing of air valves throughout the entire length of the pipeline is very important. Air valves have three primary purposes. These are evacuation of air during filling, removal of air during operation, and prevent pipe collapse during draining. This paper is intended to analyse air presence in the pipelines, selecting, sizing, and locating air valves according to the recommendations of American Water Works Association (AWWA) Manual 51, Air Release, Air/Vacuum, and Combination Air Valves.

PAH BİLEŞİKLERİNİN ETKİLERİ VE VANALARDA PAH İÇERMİYEN LASTİK KULLANIMININ ÖNEMİ

Leman SEMERCİ
Ferkan A.Ş.

ÖZET

Poliaromatik hidrokarbonlar (PAH), çevrede bulunma sıklığı ve insan sağlığı üzerindeki etkileri nedeni ile pek çok alanda ön plana çıkmaktadır.

PAH bileşiklerinin kirlettiği ilk çevresel matrisler vanaların direkt ya da dolaylı yoldan sürekli etkileşim içinde olduğu ve canlılar için büyük önem taşıyan hava, su ve toprak ve sedimentlerdir. Bu nedenle vanalarda sızdırmazlık elemanı olarak kullanılan lastik contanın PAH bileşiklerini içermemesi son derece önemlidir.

Bu çalışmada, PAH bileşiklerinin özellikleri, çevreye ve insan sağlığına etkileri ile PAH içermeyen lastik kullanımının önemi ele alınacaktır.

1. GİRİŞ

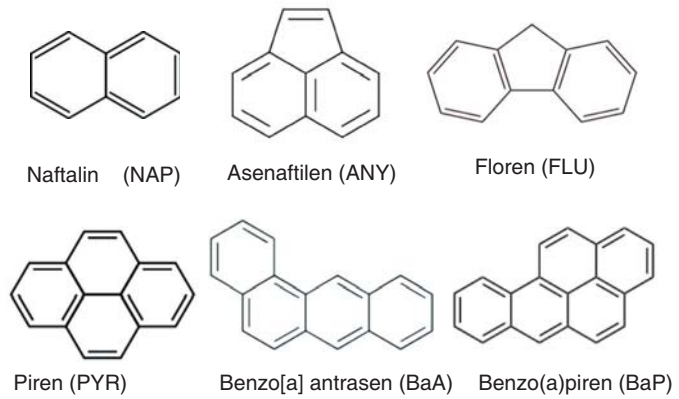
Poliaromatik hidrokarbonlar; en az iki benzen halkası içeren, tamamen hidrojen ve karbondan oluşmuş organik bileşiklerdir.

PAH ilk defa 1775'te Percival Pott tarafından baca temizlikçilerinde tanımlanmıştır. Bu kişilerde, çok küçük yaşta çalışmaya başladıklarından iste bulunan benzo-(a)-piren'in neden olduğu cilt kanserine rastlanmıştır. 1875'te Almanya'da katran endüstrisinde çalışan işçilerde deri kanseri gözlenmiştir. Daha sonra 1947 ve 1872'de gaz endüstrisi ve katran işçilerinde kanser araştırması yapılmıştır. Günümüzde PAH'larla ilgili çok sayıda çalışma bulunmaktadır ve tehlike boyutu büyük olduğu için araştırmalar devam etmektedir.

Günümüze kadar yüzlerce PAH bileşiği tespit edilmesine rağmen bunlardan sadece 16 tanesi 1976 yılında EPA (US Environmental Protection Agency) tarafından 'Öncelikli Kirleticiler Madde Listesi'ne katılmışlardır. Bir kirleticiler olarak düşünülmelerinin nedeni bu bileşiklerinin toksik (zehirli), karsinojen (kansere oluşumuna neden olan), mutajen (canlılarda genetik yapıyı değiştiren) ve teratojen (doğum kusurlarına neden olan) olarak tanımlanmış olmalarıdır.

Bu 16 PAH bileşiğinin diğerlerinden ayrılmasının nedenleri:

- a) Daha zararlı olmaları,
- b) Daha sık karşılaşılır olmaları,
- c) Daha yüksek konsantrasyonlarda bulunmalarıdır.



Şekil 1. EPA tarafından 'Öncelikli Kirleticiler Listesi'nde yer alan bazı PAH bileşikler.

2. PAH BİLEŞİKLERİNİN GENEL ÖZELLİKLERİ

- a) Suda çözünürlükleri çok az olmasına karşın, lipofilik (yağ ile etkileşen) özellikleri bulunmaktadır.
- b) Molekül ağırlığı küçük olan PAH bileşiklerinin uçuculuğu çok yüksektir. Bu nedenle atmosferde kolayca taşınabilirler.
- c) Kolay yanmazlar.
- d) Hidrofobik olmaları ve bol miktarda karbon içermeleri sayesinde hücre zarından kolayca geçerler ve vücutta birikerek çeşitli hastalıklara neden olurlar.
- e) Buharlaşma ve suda çözünme oranlarına göre çevreye dağılırlar.
- f) Renksiz, beyaz, açık sarı ya da açık yeşil renklidirler.
- g) Genellikle başka materyallerin üzerine yapışır (örnek: sudaki partiküller, havadaki toz parçaları...vb.).

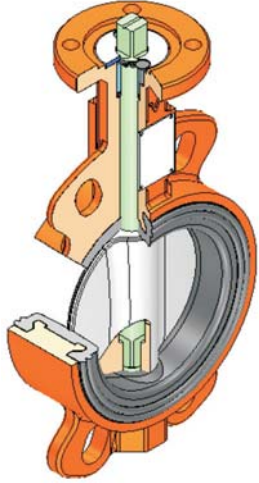
3. LASTİKTE PAH NEDEN OLUŞUR?

Aromatik proses yağları lastikler için çok uygun yumuşatıcılardır. Bu yağların kullanımı ile ürün performansı artırılır, fakat söz konusu yağlar % 20-% 30 arasında PAH oranına sahiptirler. Lastiğin içine bu şekilde girmiş olan PAH'lar aynı zamanda karsinojen etkiye de sahip olduğundan dikkate alınmalıdır. Bu yağların kullanımı ile elde edilmiş ürünlerin paketlenmesinde, kullanımına dair bilgilendirme bulunmalıdır.

Karbon siyahı; tekerlek, lastik, plastik ve kartuşlar gibi endüstriyel ürünlerde kullanılan inorganik bir maddedir. Karbon siyahı, hidrokarbonların yüksek sıcaklıklarda kontrollü prosesler ile pirolizi (oksijensiz yakma) ile oluşur. Üretimi bu sebeple PAH oluşumuna neden olur. Karbon siyahından PAH'ların ayrıştırılması ancak kuvvetli organik çözücüler tarafından yüksek sıcaklıklarda gerçekleştirilebilir (toluen ile Soxhlet ekstraksiyonu).

4. VANALARDA LASTİK VE PAH BİLEŞİKLERİNİN ETKİLERİ

- Vanaların montaj/demontaj işlemlerini gerçekleştiren operatörlerin vanalarda sızdırmazlık elemanı olarak kullanılan lastik contalar ile cilt teması sonucunda PAH bileşikleri vücuda nüfuz ederler. Sık sık ve uzun süre temas edilmesi durumunda deri yüzeyinde alerjiye ve cilt kanserine neden oldukları görülmüştür.



Şekil 2. Vanalarda sızdırmazlık elemanı olarak kullanılan lastik conta.

- Sıcaklığın etkisi ile lastiklerden havaya salınan, uçuculuğu yüksek, düşük molekül ağırlıklı PAH bileşikleri havada asılı olan karbon partiküllerine ve toz parçacıklarına yapışarak solunum yolu ile operatörlerin akciğerlerine kadar ulaşır. Bu bileşiklerin vücuttaki miktarları belirli bir seviyeye geldiğinde akciğer kanserine neden olurlar. Gaz fazında olmaları nedeni ile atmosferde kolayca taşınarak sadece montaj/ demontajı gerçekleştiren operatörü değil çevredeki tüm canlıların sağlığını tehdit etmektedirler.
- PAH'lar içerisinde en tehlikelisi Benzo-(a)-piren'dir. DNA, RNA gibi hücresel makromoleküllerle bağ yaparak genetik yapının bozulmasına neden olurlar.
- Özetle insan vücuduna solunum, su, gıda ve temas yolu ile alınan PAH'lar ciğer, böbrek, dalak ve yumurtalıklarda depolanarak genetik bozukluklara, zehirlenmelere ve kansere neden olur.
- PAH'ların kirlettiği ilk çevresel matrisler hava, su, toprak ve sedimentlerdir. Deniz suyu, içme suyu ve atık su sistemlerde kullanılan vanaların lastiklerinden salınan PAH bileşikleri; toprak, yer altı suları ve çevredeki su kaynaklarını kirlendirir.
- Dolaylı yoldan suya geçen PAH'ların sudaki yaşam için yan etkileri çok fazladır. PAH'lar sudaki canlıların bünyelerinde kolayca birikirler ve canlı bünyesinde (balık, midye...vb.) su

ortamından daha yüksek seviyelere ulaşırlar. Deniz canlılarının tüketilmesi ile PAH'lar, sindirim yolu ile insanlara da geçerek tehlike oluşturlar.

- Suyun dibine çöken PAH'lar toprağa da geçerek yer altı sularına karışırlar. Bu şekilde toprakta yetişen ürünlere de yan etkileri olduğu görülmüştür.
- Yağ, asit, güçlü baz benzeri sıvı proseslerde ve yüksek sıcaklık proseslerinde kullanılan vanaların lastiklerindeki PAH bileşiklerinin bu ortamlarda çözünürlükleri yüksek olduğundan çalışılan sıvı ve atmosfer ortamı kirlenir. Atmosfer ortamında artan PAH derişimi nedeni ile çevredeki tüm canlılar zarar görürler. Sözü geçen sıvı proseslerinin içerisinde de yüksek oranda PAH bileşiğine rastlamak mümkündür. Bu bileşikler vanaların içinden geçen akışkanın konsantrasyonuna etki ederek, ürün kalitesinde düşüşe neden olur.
- Kullanım ömrünü tamamlamış olan atık vanaların çevrede birikmesi ya da yakılarak imha edilmesi sırasında da yukarıda ayrıntılı olarak ele alınan nedenlerden dolayı toprak, su ve hava matrisleri kirlenir ve bu durum doğal yaşamı tehdit edici bir hal alır.

5. PAH BİLEŞİKLERİ İLE İLGİLİ DÜZENLEMELER

Çevre ve insan sağlığı üzerindeki etkilerini kontrol etmek amacı ile PAH'lar için farklı yasalar, anlaşmalar ve düzenlemeler yapılmıştır.

1) NPI (The National Pollutant Inventory), Avustralya'nın Çevreyi kirlenici maddelerden oluşan veritabanıdır. Bu veri tabanında 400 civarında madde inceleniş ve bunların bazıları aynı gruplara konularak 208 tane derecelendirme kriteri elde edilmiştir. NPI Organizasyonu bünyesinde yapılan çalışmalarda, insan sağlığına 1.3 ve çevreye 1.5 zarar vermek üzere, PAH'ların toplam zarar derecesi 2.8 olarak hesaplanmıştır. Bu veriye göre PAH'lar 208 derece arasında 18. olarak nitelendirilmiş ve bu nedenle engellemek için önlemler alınması gerektiğine karar verilmiştir.

2) PAH'lar, Avrupa Tehlikeli Maddeler Yönergesi (76/769/EEC yönergesinin 2005/69/EC sayılı eki_ Directive 2005/69/EC of the European Parliament and of the Council of 16 November 2005) ve Alman Kimyasal Yasası (ChemVerbotsV) ile yasaklanmıştır. Bu yasalarda, çoğunlukla lastiklerde yumuşatıcı olarak kullanılan yüksek aromatik yağlardan bahsedilmektedir. Bu yasalar ile lastiklerin içeriklerinde bulunan PAH'lar 2010 yılından itibaren yasaklanmıştır.

Avrupa Tehlikeli Maddeler yönergesine göre; Institue of Petroleum (Petrol Enstitüsü) standardı IP346'ya göre test edilmiş ve ağırlıkça % 3'ü aşmayan PAH oranına sahip maddeler, standarda uygun ve kullanılabilir sayılır.

3) Alman BFR Enstitüsü (Bundesinstitut für Risikobewertung) (Risk Değerlendirme Enstitüsü ve Alman Ticaret Odaları hızlı bir şekilde harekete geçmek amacıyla, tüketici ürünleri için, aşağıdaki maksimum limitlere uymaya karar vermişlerdir;

a) Genellikle 30 saniyeden daha uzun süre temas edilen maddeler için (Örneğin; tutamak , direksiyon.vanaların montajı.vb.);
EPA- PAH: 10 mg/kg (toplam)
Benzo[a]piren: 1 mg/kg.

- b) Genellikle 30 saniyeden daha kısa süre temas edilen plastikler için (Örneğin; fiş, tapa, iç malzeme...vb.);
EPA-PAH: 200 mg/kg (toplam),
Benzo[a]piren: 20 mg/kg.
- c) Yiyecekler, ağızdan alınan maddeler ve 3 yaşından küçük çocukların oyuncakları için limitler: mg/kg, Benzo[a]piren 0.2 mg/kg
EPA-PAH: < 0.2 mg/kg (toplam),
Benzo[a]piren: < 0.2 mg/kg.
EPA (US Environmental Protection Agency) ve CEPA (Canadian Environmental Protection Act) –

Öncelikli Kirlenici Madde Değerlendirme Programı'nın amaçları:

- PAH'larla olan teması en aza indirmek ve,
- Denize atılan atıkların içerisindeki PAH oranını belirli limitler içinde tutmaktır.

1 Ocak 2010 tarihinden itibaren bu şartlara uymayan lastikler pazara sürülemez.

6. PAH İÇERMİYEN LASTİK ÜRETİM ÇALIŞMALARI

6.1. Karışımda Kullanılacak Olan Yumuşatıcının Seçimi

PAH içermeyen lastik üretiminde, lastikte PAH oluşumuna neden olan karbon siyahı ve yumuşatıcıların seçimi oldukça önemlidir.

Yumuşatıcı seçiminde önemli olan; ASTM D 2140 ya da DIN 51378 standartlarına göre yumuşatıcının karbon tip analizi sonucunda belirlenen parafinik %, naftenik % ve aromatik % bileşenlerinden aromatik % oranının düşük olmasıdır. Kullanılan yumuşatıcı, yapısında ağır metal ve poliaromatik bileşenler içermemelidir.

Yumuşatıcı tipi ayrıca VGC (Viscosity-Gravity-Constant) (Viskozite-Ağırlık-Sabiti) değerinin hesaplanması sonucunda da belirlenebilir.

VGC değerinin hesaplanmasında aşağıdaki formüller kullanılır:

$$\text{ASTM: } VGC = \frac{GA + 0.0887 - 0.776 \log \log (10V - 4)}{1.082 - 0.72 \log \log (10V - 4)}$$

$$\text{DIN: } VGC = \frac{GD + 0.0925 - 0.776 \log \log (10V - 4)}{1.082 - 0.72 \log \log (10V - 4)}$$

GA: 15.6°C'deki özgül ağırlık

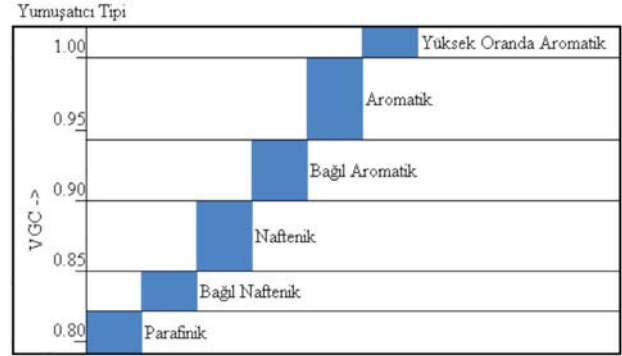
GD: 20°C'deki özgül ağırlık

V: 100°F'deki kinetik viskozite (cSt)

VGC değerini etkileyen faktörler yumuşatıcının:

- Özgül ağırlığı,
- Anilin noktası,
- Karbon tip analizi,
- Parlama noktası ve
- Viskozitesidir.

Grafik 1'de görüldüğü gibi, VGC değerinin artması ile yumuşatıcının aromatiklik özelliği artar. Böylece PAH içermeyen karışımlarda kullanımı azalmaktadır.



Grafik 1. VGC (Viscosity-Gravity-Constant) (Viskozite-Ağırlık-Sabiti) ile yumuşatıcı tipinin belirlenmesi.

6.2. Karışımda Kullanılacak Karbon Siyahının Seçimi

Karbon siyahlarının PAH içerikleri 48 saat tolüen ile Soxhlet ekstraksiyonundan sonra gaz kromatografisi ve kütle spektroskopisi yöntemleri kullanılarak tespit edilir.

PAH içermeyen karışımlarda dolgu maddesi olarak kullanılacak karbon siyahının içeriğindeki PAH miktarları aşağıdaki limit değerleri aşmaması gerekmektedir.

- EPA-PAH: 20 ppm max.
- Benzo[a]piren: 2 ppm max.

6.3. PAH Uyumlu Karışımın Hazırlanması

Karbon siyahı ve yumuşatıcı karışımda kullanılmadan önce yukarıdaki kabul kriterlerini karşılayıp karşılamadığı kontrol edilir. Formülasyonda yağ ile genişletilmiş tipte EPDM (Etilen propilen dien monomer) kauçuğu kullanılacak ise, üretici firma kauçuğun içerisindeki yağ tipinin PAH bileşiklerini içermediğini belgelemesi gerekmektedir.

6.3.1. PAH içermeyen lastik karışımının formülasyonu

Ham maddelerin PAH içermediklerinden emin olunduktan sonra karışımın formülasyonu hazırlanır.

Tablo 1.	
İÇERİK	PHR
	(Parts per hundred rubber)
EPDM	100
PAH içeriği düşük karbon siyahı	50
PAH içermeyen yumuşatıcı	5
Antioksidant	1
Stearik asit	1
Çinko oksit	5
Hızlandırıcı	1
Kükürt	2
TOPLAM	165

6.3.2. İşlem basamakları

- Formülasyon içerikleri ± 1 g hassasiyetle tartılır.
- Kapalı karıştırıcının içerisine sırasıyla; EPDM, antioksidant, stearik asit ve çinko oksit eklenerek kauçuk tamamen ezilene kadar karıştırılır.
- Karışıma yumuşatıcı ve karbon siyahı eklenir.



Resim 1. Kapalı karıştırıcı (Banbury)



Resim 2. Açık karıştırıcı (Açık Mil)

- d) Homojen bir karışım elde edildikten sonra karışım kapalı karıştırıcıdan dışarı alınır.
- e) Kapalı karıştırıcıdan çıkan karışım en az 16 saat normal koşullar altında bekletilir.
- f) Koşullandırma süresinin sonunda karışım, açık milin silindirleri arasında döndürülerek 50°C'ye kadar ısınması sağlanır.
- g) Isınan karışıma hızlandırıcı ve kükürt eklenir. Karışımın homojenliği sağlanana kadar karıştırma işlemine devam edilir.
- h) Hazırlanan karışım vulkanize edilmeden önce en az 16 saat normal koşullarda bekletilir. Bu süre sonunda karışım üretimde kullanılmaya hazırdır.

7. PAH BİLEŞİKLERİNİN ANALİZ YÖNTEMLERİ

- Soxhlet Ekstraksiyonu
- Hızlandırılmış Çözücü Ekstraksiyonu
- Gaz Kromatografisi /Kütle Spektroskopisi
- Sıvı-Sıvı Ekstraksiyonu ve HPLC (High Performance Liquid Chromatography) (Yüksek Performans Sıvı Kromatografisi)

8. SONUÇ

Çevre kirliliğinin sürekli artış gösterdiği günümüzde, vana ve lastiklerin insan sağlığına ve çevreye zararlı etkileri olan PAH bileşiklerini içermemesi çok daha fazla önem kazanmaktadır.

Konunun öneminin farkında olan Ferkan A.Ş. PAH içermeyen vana lastiklerinin üretimi ile Türkiye'de bir ilktir.

PAH içermeyen lastik üretimi nedeni ile 2008 yılında KOBİ'ler arası AR&GE ve Teknoloji Ödülü'ne layık görülmüştür.

Avrupa çevre ve insan sağlığı ile ilgili yönetmelikleri yakından takip eden firmamız, ürettiği karışımların PAH içermediğini SGS (Supervise Gözetme Etud Kontrol Servisleri A.Ş.) Laboratuvarları tarafından gerçekleştirilen testler sonucunda belgelendirmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Cabot Ürün Tanıtım Broşürü, Eylül 2008.
- [2] Poliaromatik Hidrokarbonların (PAH) Gaz Kromatografisi ve Kütle Spektroskopisi (GS-MS) Yöntemleri ile Tayini, ISO 18287, 2006.

- [3] Directive 2005/69/EC of the European Parliament and of the Council of 16 November 2005.
- [4] http://www.zls-muenchen.de/de/left/aktuell/pdf/zek_01-08_pak_verbindlich_engl.pdf
- [5] DSM Keltan Ürün Bilgi Formu, Proses Yağlarının Karşılaştırması (Survey of Processing Oils), 1989.
- [6] SGS PAH Analiz Raporu, 2008.

SUMMARY

Due to the abundance of polyaromatic hydrocarbons (PAHs) in the environment and the adverse effects on human health, these compounds have been the focus of considerable attention in a wide selection of fields.

Preliminary environmental matrixes which are polluted by PAHs are; air, water soil and sediments. These matrixes are very important for alive bodies and valves are in continuous interaction with them directly or indirectly. Therefore, it is extremely important that, the rubber seals which are used in valves should not contain PAH compounds.

In this study, we will discuss the importance of using PAH-free rubber in valves, properties of PAH compounds and their harmful effects on the human health and environment.

AÇISAL HAREKETLİ KLAPEYE SAHİP ÇEK VALFLERDE AKIŞ ŞARTLARINA GÖRE KAYIPLARIN BELİRLENMESİ

M. Tunç GÜNEŞ

ÖZ-KAN Makina Elemanları San. ve
Tic. Ltd. Şti.

Özgür MERT

ÖZ-KAN Makina Elemanları San. ve
Tic. Ltd. Şti.

Dr. Şevket Cihangir ÖZCANLI

İYTE Makina Mühendisliği Bölümü

ÖZET

TÜBİTAK TEYDEB ile 1507 KOBİ Ar-Ge Başlangıç Destek Programı dahilinde yapılan ilk projemiz, "Açılı Çek Valf Geliştirme Çalışmaları" kapsamında başladığımız ve sonra diğer açısall hareketli klapeye sahip çek valf tiplerini de kapsayacak şekilde genişlettiğimiz bu çalışma ile; açılı sitli (eğik oturaklı) çek valf, tilting tipi çek valf ve hidrolik frenli tilting tipi çek valf için akış analizleri, testler ve gerekli hesaplar kullanılarak bir hesap yordamı hazırlanmıştır. Bu hesap yordamı kullanılarak, müşterinin çalışma koşulları-akış şartlarına göre, kullanılacak çek valfin hat üzerinde getireceği yük hesaplanmakta ve gerektiğinde vana kayıplarının sınırlanması için önlemler alınmaktadır.

Analizlerle bulunan akış katsayısı, K_v , direnç katsayısı, ζ , ve hidrolik tork katsayısı, C_p , değerleri kullanılarak hazırlanan bir Excel 2007 dosyasındaki hesaplarla; verilen akış değerlerine ve çek valf tipine göre klapenin açılma açısı ve çek valfin hat üzerine getireceği yük (mSS olarak kayıp) hesaplanmaktadır. Çek valf kaybının sınırlanmasının gerektiği durumlarda karşı-ağırlık büyüklüğü ve/veya ağırlık kolu pozisyon ve boyu ile oynanarak gerekli kayıp değerleri elde edilebilmektedir. Ayrıca kullanıcılara, klapenin açılmaya başlayacağı minimum basınç farkı, vanayı tam açık konuma getirecek minimum debi gibi değerler de verilmektedir.

1. GİRİŞ

Firmamız bünyesinde oluşturulan Ar-Ge Müdürlüğünde, 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 yapılmakta ve bu amaçla AUTODESK Inventor Pro 2011 yazılımı kullanılmaktadır. Tasarım geliştirme faaliyetleri, parça ve ürün (asamble) bazında gerçekleştirilen yapısal ve akış simülasyonları ile yapılan analizler neticesinde elde edilen sonuçlara göre akış ortamı ve ürün yapısının eniyilenmesi (optimizasyonu) yolu ile gerçekleştirilmektedir.

Yapısal analizlerde (structural analysis), ANSYS Mechanical Workbench 12.1 yazılımı kullanılmaktadır. Parça ve/veya ürün üzerindeki kritik yüklenmelere göre oluşan gerilimlerin ve emniyet katsayılarının büyüklükleri ve dağılımları ile deformasyonların şekil, büyüklük ve dağılımları kontrol edilmektedir. Böylece öngörülen

dayanım değerlerine sahip ürünün en az malzeme kullanımı ile elde edilmesi gerçekleştirilmeye çalışılmaktadır.

HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği – CFD) analizleri yapılarak, bir ürünün akışa karşı direncini azaltmak ve böylece çalışan sistemlerde, sistem içi enerji kayıplarını en aza indirmek; bir ürün ailesine ait tüm ürünlerde (örneğin farklı basınç sınıfı veya çaplardaki kelebek vanalar) aynı/benzer akış karakteristiklerini elde etmek hedeflenmektedir. HAD analizleri için CFXDesign 2011 ve ANSYS CFD Flo 12.1 yazılımları kullanılmaktadır.

Yapılan analizlerin testlerle desteklenerek doğrulanması amacı ile, Ar-Ge amaçlı bir test düzeneği kurulmuştur (Şekil 1). Söz konusu test düzeneğinde, DN250 çapa kadar vanalar PN16 basınç sınıfına kadar test edilebilmektedir. Test düzeneğinde akış, 4 bar - 540 m³/h



Şekil 1. Ar-Ge test düzeneği.

– 90 kW kapasiteli ve frekans konvertörü ile sürülen bir pompa ile sağlanmakta, debi, çeşitli noktalarda basınç, akışkan sıcaklığı, vana klapesinin açısal ve doğrusal pozisyonu, vibrasyon ve istenen vana komponentlerinde, deformasyon ölçümleri sensörler ile yapılmakta ve tüm veriler bilgisayar sistemi üzerinde toplanarak “Labview” programı ile işlenmektedir.

Test düzeneğinde vanaların, akış karakteristiklerini belirlemek için testler, kavitasyon izleme testleri ve çek valflerin dinamik kapanma karakteristiklerini belirleme testleri yapılabilmektedir. Çek valflerin dinamik kapanma karakteristiklerini belirlemek için yapılan testler için, test düzeneği 5 m³’lük bir hava kazanı ile teçhiz edilmiştir. Kavitasyon testlerinde görsel izlemeyi sağlamak için test düzeneği, vana çıkışına uygulanan şeffaf PVC borular ile teçhiz edilmiştir.

TÜBİTAK TEYDEB¹ tarafından desteklenen ilk projemizde, açılı sitli (eğik oturaklı) çek valfler (**Şekil 2 ve Şekil 3**) için yapılan akış analizlerinde ve testlerde elde edilen verilerle Excel 2007 dosyası olarak hazırlanan bir hesap yordamı geliştirilmiştir. Sonradan bu yordam, tilting tipi çek valfler (**Şekil 4**) ile hidrolik frenli tilting tipi çek valfleri de (**Şekil 5**) kapsayacak şekilde genişletilmiştir. Bu hesap yordamı kullanılarak, müşterinin çalışma koşulları-akış şartlarına göre, kullanılacak çek valfin hat üzerinde getireceği yük hesaplanmakta ve gerektiğinde vana kayıplarının sınırlanması için önlemler alınmaktadır.

Akış analizlerinde elde edilen birbirlerine bağlı vana akış katsayısı/kayıp katsayısı, K_v/ζ , ve klape üzerinde etkin olan



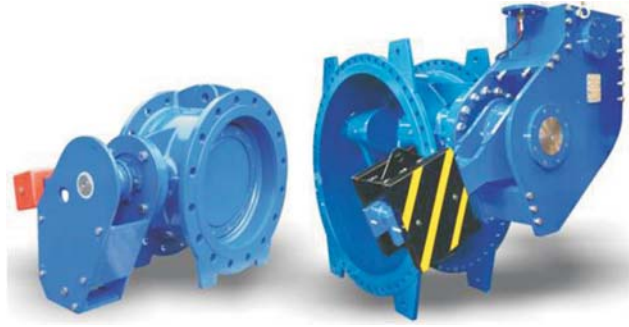
Şekil 2. Açılı sitli çek valf.



Şekil 3. Açılı sitli veya eğik oturaklı çek valf, strok sonu etkili hidrolik fren ile.



Şekil 4. Tilting tipi çek valf.



Şekil 5. Strok boyunca etkili hidrolik frenli tilting tipi çek valf.

hidrolik tork katsayısı, C_t , değerleri kullanılarak hazırlanan bir Excel 2007 dosyasındaki hesaplarla; verilen akış değerlerine ve çek valf tipine göre klappenin açılma açısı ve çek valfin hat üzerine getireceği yük (mSS veya bar olarak kayıp) hesaplanmaktadır. Çek valf kaybının sınırlanmasının gerektiği durumlarda karşı-ağırlık büyüklüğü ve/veya ağırlık kolu pozisyon ve boyu ile oynanarak gerekli kayıp değerleri elde edilebilmektedir. Ayrıca kullanıcılara, klappenin açılmaya başlayacağı minimum basınç farkı, vanayı tam açık konuma getirecek minimum debi gibi değerler de verilmektedir.

Tilting tipi çek valf, akış eksenine dik oturaklı, 90° kapanma açısına sahip bir çek valftir. Hidrolik frenli çek valfte de oturak akış eksenine diktir. Tilting tipi çek valfte mildeki eksen kaçıklığı hidrolik frenli çek valfe göre daha büyüktür. Eğik oturaklı çek valf ise, 90 dereceden küçük oturak açısına sahip, klappenin daha küçük bir açı süpürerek, daha çabuk kapandığı bir çek valf türüdür. Her üç tipteki çek valf EN 558 Ana Seri 14 (DIN 3202 F4) boyutuna uygun, çift flanşlı vanalardır. Vanalar, talebe göre; çıplak milli, karşı ağırlıklı ve hidrolik frenleme mekanizmaları ile kullanılmak üzere hazırlanmaktadır. Hidrolik frenler, tüm kapanma hareketi sırasında etki eden veya sadece kapanma hareketinin sonunda devreye giren tiplerde seçilip kullanılabilmektedir.

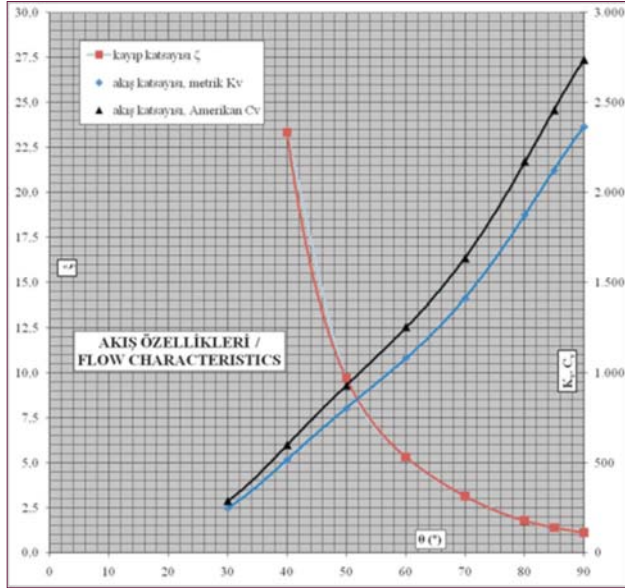
2. HESAP YORDAMININ VERİLERİ

Hazırlanan yordamda veri olarak, CFDesing programı kullanılarak yapılmış akış (HAD) analizlerinden elde edilen sonuçlara göre hesaplanmış akış katsayısı, K_v , kayıp katsayısı, ζ , (her iki katsayı birbirine bağlıdır) ve hidrolik tork katsayısı, C_t , değerleri kullanılmıştır. Analizler çeşitli klape açıklıkları (açıları) için yapılarak, **Şekil 6** ve **Şekil 7**’de gösterilen eğriler elde edilmiştir. Analiz sonuçları kullanılarak yapılan hesaplamalarda, AWWA M49 El Kitabı’nda verilen hesap yöntem ve formüller kullanılmıştır (bakınız KAYNAKÇA).

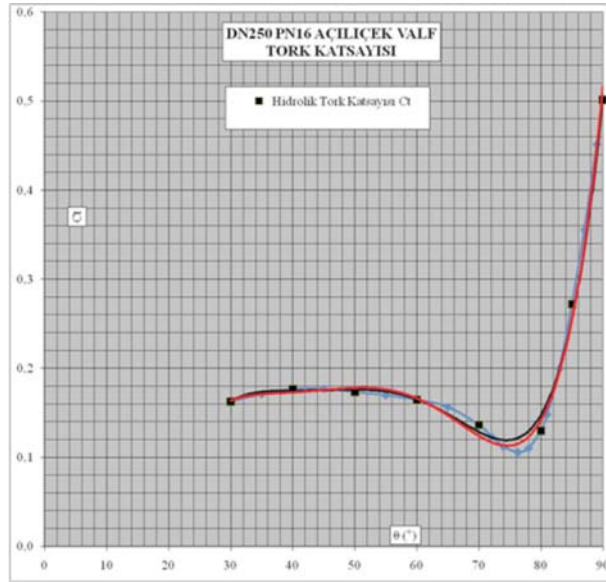
Akış katsayıları hesaplanırken, HAD analiz programı çeşitli klape açıklarında, farklı akış hızları ve giriş basınç değerleri için koşturulmuş, analizlerin sonunda hesaplanan basınç farkı değerlerinden akış ve kayıp katsayıları hesaplanmıştır.

Tork katsayıları saptanırken, HAD analiz programında vana trimi (klape ve miller) üzerinde oluşan hidrolik torklar bulunmuş ve buradan da hidrolik tork katsayıları, C_t , hesaplanmıştır.

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



Şekil 6. DN250 PN16 açılı sitli çek valfe ait akış katsayısı ve kayıp katsayısı eğrileri.



Şekil 7. DN250 PN16 açılı sitli çek valfe ait hidrolik tork katsayısı eğrisi.

3. HESAP YORDAMININ GİRDİLERİ

Bu hesap yordamında genel girdiler olarak sırası ile; vana tipi, vana çapı, basınç sınıfı ve farklı ise çalışma basıncı, akışkan sıcaklığı, klappenin tam kapalı ve tam açık pozisyonlardaki açı değerleri verilmektedir. Ayrıca; klappenin, karşı-ağırlığın ve ağırlık kolunun kütelleri ile ölçü ve koordinatları da uygun şekilde girilmektedir. Bu girdilerin ve bir önceki bahiste söz edilen verilerin girişi, program hazırlayıcıları tarafından yapılmaktadır.

4. HESAP YORDAMININ ÇIKTILARI

Hesap yordamının çıktı sayfası kullanıcı tarafından yönetilmektedir (Şekil 8). Kullanıcının müdahale edebileceği kutucuklar sarı

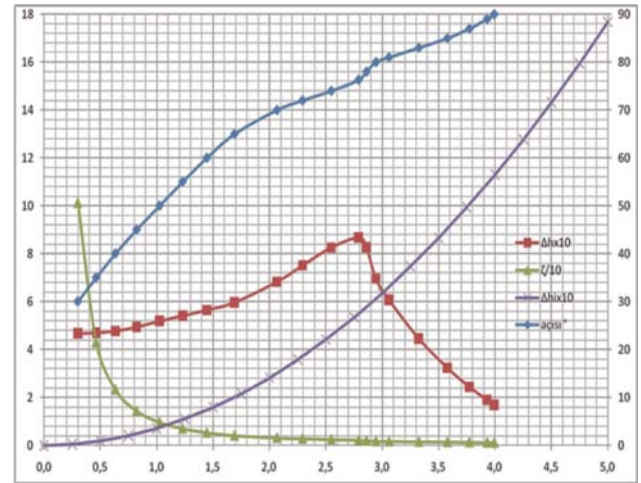
VANA TORK HESAPLARI		AÇILI ÇEK VALF / KARŞI AĞIRLIK ve KOLU ile / STROK SONU HİDROLİK FREN / DN250 PN16 / çalışma basıncı 16 bar
30°	ANALİZDE KULLANILAN AÇI ARALIĞI DIŞINA ÇIKMAYIN!	90°
tam açık pozisyonundaki klape açısı, θ _o		85°
tam kapalı pozisyonundaki klape açısı, θ _c		20°
klape açısı	θ	85°
ortalama akış hızı	u	2.279 m/s
debi	Q	0.112 m³/s
akış katsayısı	K _v	2123
tork katsayısı	C _t	0.272052
basınç kaybı	ΔP	0.0359 bar
kayıp katsayısı	ζ	1.3861
hidrolik tork	T _h	15.268 N.m
toplam tork	T _t	-15.268 N.m

Şekil 8. Hesaplama yordamının çıktı sayfası.

boyalı olarak belirlenmiştir. Klape açısı, ortalama akış hızı değerleri uygun şekilde değiştirildikçe klape üzerinde etkili olan tork değerleri değişmekte ve bu değerler aşağıdaki kutularda gösterilmektedir. Klappenin istenen ortalama akış hızında (debi), dengede kalabilmesi için bu tork değerleri birbirine eşit olmalıdır. Bu amaçla önce belirlenen ortalama akış hızı ilgili kutucuğa girilir ve sonra tork değerleri eşitlenecek şekilde klape açısı değiştirilir.

Tork değerlerinin eşitlendiği ortalama akış hızı-klape açısı değerleri için; akış katsayısı, K_v, kayıp katsayısı, ζ, tork katsayısı, C_t, basınç kaybı, ΔP değerleri hesaplanmış olur. Eğer bu değerler için elde edilen basınç kaybı, ΔP değeri düşürülmek istenirse, karşı ağırlık büyüklüğü ve ağırlık kolu pozisyonu- açı ve karşı ağırlık mesafesi-değiştirilerek istenen basınç kaybı değeri yakalanmaya çalışılır.

Şekil 9'da çek valfin hesap yordamında belirlenmiş koşullar için çalışma grafiği gösterilmektedir. Bu örnekte de görüldüğü üzere, geçerli çalışma koşullarında çek valf 4 m/s ortalama akış hızında tam olarak açılmaktadır.



Şekil 9. DN250 PN16 açılı sitli çek valfin akış hızına bağlı olarak akış özellikleri grafiği.

KAYNAKÇA

- [1] AWWA M49, AWWA Manual, "Butterfly Valves: Torque Head Loss, and Cavitation Analysis", 1st Ed'n, 2001.



SUMMARY

We prepared a calculation procedure running on Excel 2007 file, and is used for determining; the opening angle, flow/headloss coefficients, torque coefficient, and headloss of a non-return valve for a given flow capacity. The inputs of procedure are flow and loss coefficients, K_v and ζ , and hydraulic torque coefficient, C_t , determined by CFD analysis and verified by the flow tests. It is also possible to limit the headloss of non-return valve, which is a load to the system used on, by arranging the magnitude of counterweight, and/or position and length of counterweight arm in the procedure. This study was fulfilled for slanted seat non-return valves in our first Project "Developing Design Works on Slanted Seat Non-return Valves" granted by TUBITAK/TEYDEB. Afterwards, it was rearranged to comprise the other types. The types of valves included in this study are slanted seat non-return valve, tilting type non-return valve with counterweight and tilting type non-return valve with hydraulic dashpot.

TERMİK SANTRAL VENTİLLERİ VE PROBLEMLERİ

Mehmet ÜZER

Gedik Döküm Ve Vana San. Tic. A.Ş.

ÖZET

Termik santraller kondens hatlarındaki en düşük basınç vanalarından, 175 bar basıncı 530° C vanalar kullanılmaktadır. Dolayısıyla bunların malzemeleri kullanılan sıcaklık ve basınca göre çeşitli özellikte olmaktadır. Buna bağlı olarak da çeşitli tasarım yapıları ve üretim tarzları doğmaktadır. Bir termik santralde binlerce armatür olduğu düşünüldüğünde bu konunun önemi ve yurdumuzda üretilmelerinin gerekli olduğu ortaya çıkar.

Termik santrallerde baca gazı NOx ve SOx emisyonlarının arıtmaya başlamasıyla bilinen çelik dövme armatürlere ilaveten farklı özellikte atık su, alçı suyu, kireç suyu, amonyak suyu gibi özel alaşımlar isteyen ventillerde santral tekniğinin önemli bir parçası olmuştur.

Bundan dolayı termik santral ventilleri uygulayıcılar ve üreticiler ile pazarlayıcılar aşağıdaki kriterlere dikkat etmelidir:

- Fonksiyon (aç kapama, emniyet, kontrol),
- Akışkan ve akışkanın özellikleri,
- Debiler (nominal, minimum ve maksimum değerler),
- Basınç değerleri (minimum ve maksimum işletme basıncı, test basıncı kontrol vanalarında fark basınç kontrol tahrik sistemi),
- Sıcaklık değerleri (minimum ve maksimum işletme sıcaklığı, genleşen sıvı ve gazlarda en düşük sıcaklık),
- Ölçüler: Ventil çapı bağlantı tarzı,
- Özel şartlar: Korozyon, erozyon, termoşok dayanıklılığı gibi.

Özel istekler: Ömür şartı, sızdırmazlık şartı, bakım süreleri, yani tedarikte teslim süreleri.

Devre dışı olmadan sızdırmazlık elemanlarının değişmesi gibi (bilhassa dağıtım borularında olduğu gibi) ventiller kapalı olduklarında basınçlı kap gibi çalışabildiklerinden ventillerde kapalı kalan gaz veya sıvının ısıtılmaya devamı sonrası basınç yükselmesi oluşur ve bunun sonucu ventilin kapağının kopması veya ventilin gövdeden yarılmasının önlenmesi için tedbir alınması lazımdır. Bu liste uzatılabilir ancak konumuzun kapsamı dışında kalır.

Eğer armatür özel bir sistem için dizayn ediliyorsa mutlaka işletmeci ve üretici işbirliği yapmalıdır. Bilhassa büyük armatürlerde test ve sertifikasyon şartları iyi belirlenip testlerde mümkünse işletmeci de

bulunmalıdır. Her ne kadar şartnameye tanınmış kontrol firmaları da dahil ediliyorsa da, testten geçen ürünlerde işletme şartlarında problemler doğabilmektedir.

Armatür ve dolayısıyla boru hattı montajları ya kullanıcı firma tarafından ya da onun öngördüğü montaj firması tarafından yapılmaktadır. Dolayısıyla armatür firmaları kendilerini korumak için çok iyi ve kapsamlı montaj el kitabı hazırlamalıdır. Aksi takdirde çözülmesi zor ve hatta imkansız problemle karşılaşılabilir. Kısa süre öncesine kadar boru hatları ve dolayısıyla ventiller iki yılda bir topluca bakıma alınırdı. Bugün bu uygulamadan önemli oranda vazgeçilmekte, bunun yerine işletme esnasında fonksiyon testine geçilmektedir.

Bu da beraberinde ventil üreticisine ilave çalışma getirmektedir. Santral sahibi iki yılda bir, iki ile dört haftalık bakımı kabul etmemekte, mümkün olduğu kadar işletmesini uzun süre çalışır tutmak istemektedir.

Büyük armatürlerin boru donanımı üzerinde bakımının yapılması beklenir. Alışılmış olan işletmenin yardımcı işletme üzerinden bunu yapmasıdır. Gelecekte çok donanımlı bakım firmaları ve uygun servis fabrikalarıyla kurulması gerekecektir.

1. İŞLETMEDE KONTROL

İşletmelerde vanaların fonksiyonu yerine getirip getirmediğini tespit etmek için onların kontrol altında tutulması lazımdır. Bu kontrol ölçü aletleri üzerinden gözlemlenebilir. Bu kontrol ölçü aletleri üzerinden gözlemlenebilir. Bu kontrol ölçü aletleri üzerinden gözlemlenebilir. Bu kontrol ölçü aletleri üzerinden gözlemlenebilir.

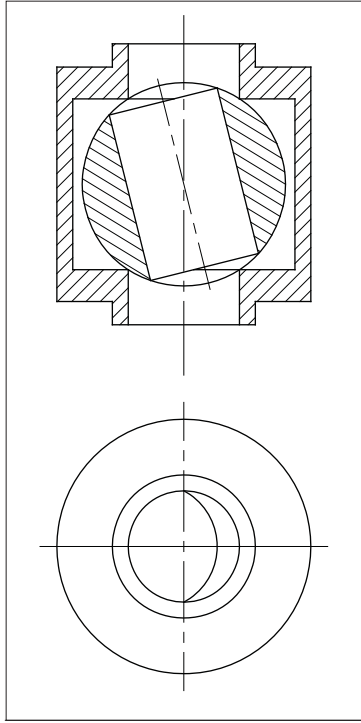
İki servis arasındaki sürenin uzaması, çeşitli işletme esnasında uygulanabilecek test metodlarının direk işletme esnasında uygulanabilir olmasını gerekli kılmaktadır. Armatür öncesi ve sonrası gerçekleştirilebilecek sıcaklık ve basınç ölçülmesinin yanında armatür fonksiyonunu daha detaylı verebilecek diyagnoz diye adlandırılabilir ölçüm ve değerlendirmelere ihtiyaç duyulmuştur. Bu ise her bir tip için yeni bir ölçüm metodunun geliştirilmesine ihtiyaç göstermektedir.

Armatür tipinin sayılamayacak kadar çok olması gerekli olan çalışmanın yelpazesi hakkında bilgi vermektedir. Bir armatürün sızdırma durumu akustik olarak veya termal kamera ile tespit

edilebilir. Aynı şekilde açma basıncının altında emniyet ventili fonksiyonunu test edebiliriz. Sistemde hayati önem taşıyan armatürler işletmeciler tarafından işletme defterine işlenmelidir. Bunlar da yardımcı işletme elemanlarınca sürekli kontrol altında tutulmalıdır.

Ancak armatürlerde doğan hatalar genellikle anında değiştirilmeyi gerektirmeyecek özelliktedir. Dolayısıyla işletmenin durduğu zaman gerekli revizyon yapılabilir.

Örnek olarak küresel vanalarda karşılaşılan bir hatadan bahsedilebilir. O da vananın kolu kapama veya açma konumunda iken kürenin gövde ile sıfırlanmaması durumunda sıvı içinde katı partikül parçaları var ise, bu partiküller kürenin ve gövdenin uçlarını erozyona uğratar ve vananın sürekli kapatılamamasına neden olur (**Şekil 1**). Bilhassa küresel vanalar mutlaka tam açık veya tam kapalı kullanılmalıdır.



Şekil 1. Tam açılıp, kapanmayan küresel vana.

2. BAKIM VE KORUMA

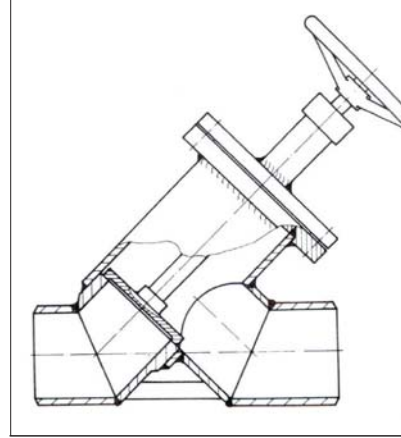
Termik santrallerde, çeşitli basınç ve sıcaklık şartlarında farklı çaplarda çok farklı armatür bulunmaktadır. Dolayısıyla armatürlerin iki revizyon durması arasında bakıma ihtiyaç göstermemesi lazımdır. Son senelerde bakım planlanması bilgisayar yardımıyla yapılmaktadır.

En önemli husus, her armatürün bir sayfada özelliklerinin toplanması olup, binlerce armatür bulunan termik santrallerde mutlaka servis ve yedek parça planlaması yapılmalıdır (armatür sayısı 5000-7000). Armatürlerin her türlü contasına, yağ durumuna, kademesiz ayar durumunda cihazların kontrolü sürekli yapılmalıdır.

Termik santrallerde tozlu, nemli ve korrosiv bir ortam bulunabilmektedir. Bilhassa kış aylarında tesis dışında bulunan armatürlerin donmasına karşı tedbir alınmalıdır.

Termik santrallerde sık sık çelik kontrüksiyon ve kaynak işleri çıkar. Taşlama ve kumlama işlemi yapılır. Bunun sonucu önemli miktarda ince toz çevreye ve öncelikle armatürlerin üstünde toplanır. Bu işe arızalara neden olur.

Armatürler her türlü kontrol işlemleri, hatta ve cihaz üzerinde yapılabilecek tarzda projelendirilmelidir. **Şekil 2**'de kontrolü neredeyse olanaksız bir glob vana görülüyor.



Şekil 2. Test edilmesi çok zor olan glob vana konstrüksiyonu

Armatürlerde yapılabilecek en büyük gelişme, daha hassas hesaplama yöntemlerinin geliştirilmesi, karakter belirleme programlarının yaygınlaştırılması, daha kaliteli malzeme kullanılması yönünde olacaktır. Yine en önemli gelişmelerden biri, ventillerin sistem içinde iken tahribatsız muayene ile durumlarının belirlenmesi olacaktır. Bunun içinde işletmecilerin tecrübelerini üreticilerle paylaşmaları önem arz etmektedir.

3. İŞLETME TECRÜBELERİ

İşletme tecrübelerinde katı, sıvı, gaz yakıtlı sistemler ile 50-750 kW arasındaki büyüklükler önem arz etmektedir. Sıvı ve katı yakıtlı santrallerde kükürt ayrıştırma sisteminin bulunması önem arz etmektedir.

Termik santraller genellikle 150 bar basıncın üzerinde çalıştırıldıklarından sıvı ve buhar kısmı için yüksek basınç ventilleri kullanılır.

Santrallerde bu basınç ve 450 °C ve üzeri sıcaklıkta çalıştırılacak armatürler.

Termoşok, titreşim etkisi, erozyon ve kavitasyon genleşme etkisi değişken kuvvet etkisinde ve aşırı yük altında kalması ile her zaman karşılaşılabılır.

Sürtünme problemi armatürlerde iç kısımdan başlar. Bundan dolayı dışardan görülebilecek çatlağa erişildiğinde neden olduğunda çok geç olmaktadır.

Termoşok bilhassa kızgın su kolektörü ile kızgın buhar kolektörü arasında bulunan ventillerde oluşmaktadır. Ventilin bir tarafı kızgın buharla temas ederken diğer tarafının belli zamanlarda soğuk su ile temas etmesi ventillerde bu zararlı etkiyi yapmaktadır.

Yüksek basınçtaki kızgın buhar anlık olarak ventile girdiğinde kısılmaya uğrayarak basıncı düşer ve ventil bağlantısı ile ventil parçalarının titreşmesine neden olur.

Erozyon ve kavitasyon püskürtülen suyun çarpması veya içinde buhar kabarcığı bulunan kızgın suyun püskürtülmesi ve bu esnada kabarcığın patlaması sonucu aynı anda doğar.

Burada kontrol vanasında kontrol vanası gömleğinde doğmuş olan yıpranma görülmektedir (Şekil 3).

Bunu önlemenin en kolay yolu, basınç düşüşünün kademeli olmasıdır (Şekil 4).

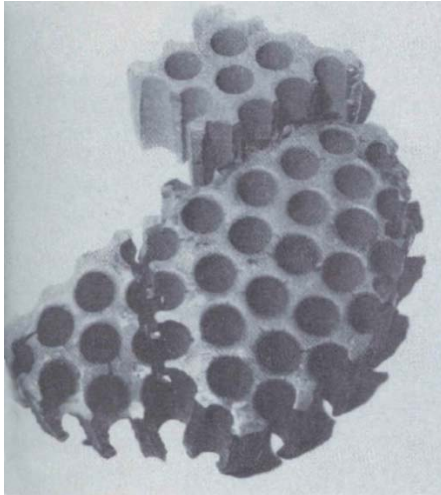
Su kontrol vanalarında erozyon darbe etkisini azaltmak için ayar konisinin site oturduğu noktada ölü strok yaratılır. Önce kontrol konisi yerinden hareket eder, ancak akış meydana gelmez.

Önemli armatür arıza nedenlerinden birisi de ani çekvalf kapamaları sonucunda doğan basınç darbeleridir. Bunu önlemek için sönümlü kapayan çekvalfler kullanılmalıdır (Şekil 5, Şekil 6).

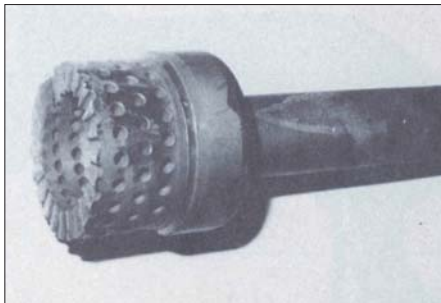
4. SONUÇ

Yüksek basınçlı armatürlerde öngörülen şartname haricinde üretim kontrolü gereklidir. Boru hattına montajdan önce fonksiyon yeteneği, ürünün temizliğine dikkat edilmelidir. Armatürlerde koflama servis programının bulunması şarttır.

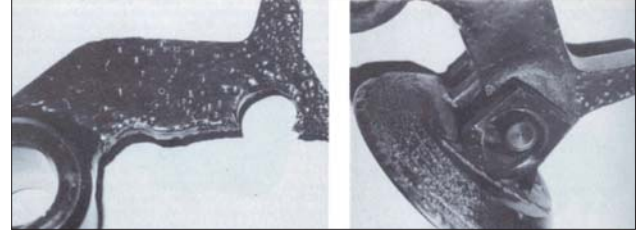
Burada parça fiyatları ve bireysel parçaların üretim süreci ikinci derecede rol oynar.



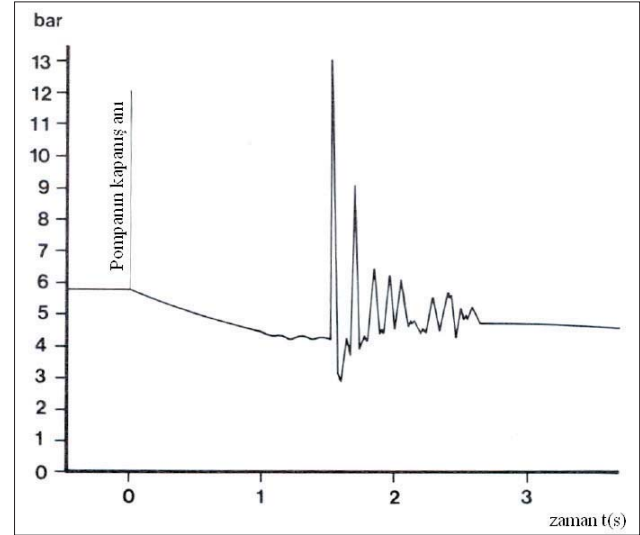
Şekil 3. Kırılmış bir kontrol vanası gömleği.



Şekil 4. Kırılmış bir kontrol vanası pistonu.



Şekil 5. Kavite etkisiyle kırılmış çekvalf kolu.



Şekil 6. Bir pompanın arkasındaki pompanın durması halinde çekvalfte oluşan basınç yükselmesi.

Önemli olan, tüm armatür için yapılan işler işlem sonucu meydana gelmişse kalınlıklar kullanımda özelliğini kaybedebilen parçaların ömürleridir.

Armatürlerin boru hatlarından sökülmesi esnasında yaylanma özelliği olan elemanlar sabitlenmelidir. Aksi takdirde merkezleme problemi doğar.

Termoşok, kaviteasyon ve diğer etkilerin ana gövde yerine değiştirebilir elemanlar üzerine yönlendirilmesine konstruktif olarak tedbir alınmalıdır. Korozyon etkisinden korunmak için tehlike arz eden parçaların uygun malzeme ile kaplanması gereklidir. Keramik parça kullanılması durumunda bunların baskılı ve darbeli etkiden korunması gereklidir. Armatürler basınçlı kap sayılırken bunlarda bulunabilecek sıvının sıcaklık etkisiyle basıncının yükselmesine karşı koruma sağlamalıdır.

SUMMARY

The lowest pressure valves in the condensate lines of thermal power stations perform at 530 °C under 175 bar pressure. Therefore, the materials of these valves must have some specific properties formed by temperature and pressure in the condensate lines. As a result, demanding properties of valves develop various designs and sort of productions. It is essential to manufacture these kind of valves in our country considering thousands of valves used just for a thermal power station.

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ METODLARI İLE POMPA-TÜRBİN TASARIMI

Mehmet YILDIZ

Orta Doğu Teknik Üniversitesi,
Makina Mühendisliği Bölümü

Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU

Su-Enerji Mühendislik
Hizmetleri Ltd. Şti.

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

Orta Doğu Teknik Üniversitesi,
Makina Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Yenilenebilir bir enerji kaynağı olarak hidroenerji Türkiye'nin büyük bir bölümünde uygulanabilir. Hidroenerjiden enerji üretmek için bir su türbini kullanılır. Gün içerisinde kullanılan elektrik talebi değişkenlik gösterdiği için bazı gelişmiş ülkelerde, pompa-türbinler sanayi tarafından gece kullanılmayan enerjiyi alt rezervuardan üst rezervuara suyu pompalayarak depolar. Gündüz saatlerinde talebin en çok olduğu zaman ek bir enerji takviyesi olarak kullanılır. Bu araştırmada pompa-türbin sisteminin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodları kullanımı ile tasarımı parametrik bir metodoloji olarak araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Su türbini, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Pompa-Türbin, Su Gücü

1. GİRİŞ

Pompa-türbin günlük depolama çevriminin sağlanmasında kullanılır. Bunun anlamı, gece kullanılmayan enerji sayesinde su daha yüksek bir yere pompalanarak depolanır ve gündüz saatlerinde enerji üretiminde kullanılır. Bu özgün teknoloji sayesinde enerji daha faydalı bir biçimde kullanılır ve bu dengeleyici sistem ile enerji kullanım kapasitesi artırılabilir. Bundan dolayı, enerji üretimi ve kullanım talebi arasındaki düzensizlikler Pompaj Depolamalı HES'ler ile dengelenebilir. Yaklaşık % 80 döngü verimiyle büyük miktarlardaki enerji bu sistemle depolanabilir. Bu teknoloji ile sistemden enerji hızlı bir şekilde alınabildiği gibi hızlı bir şekilde de sisteme geri kazandırılabilir. Bunlara ek olarak Pompaj Depolamalı HES'ler yüksek kapasiteli rüzgar türbinlerine enerji seviyesini garanti etmek için tamamlayıcı olarak da kullanılır[1].

Pompaj Depolamalı HES'ler hidrolik ekipmanlarının dizilimine göre şöyle sınıflandırılabilir[2]:

a) Dört-makinalı dizilim

Bu dizilimde pompa ve türbin birbirinden bağımsız şekilde kurulur ve sistemde pompa, türbin, motor ve jeneratör olmak üzere 4 makina bulunur.

b) Üç-makinalı dizilim

Üç-makinalı dizilimde ayrı olan pompa ve türbin uzun bir mil ile bir jeneratör-motora bağlanır. Bu nedenle her makina farklı

bir hidrolik ekipmana sahipken aynı jeneratör-motoru kullanır. Sistem türbin modunda çalışırken motor-üreteç düzeneği elektrik üretir. Aynı şekilde pompa modunda da motor olarak çalışır.

c) İki-makinalı dizilim

Bu dizilimde bir jeneratör-motor ve tersine kullanılabilir hidrolik makine bulunur. Bu tersine kullanılabilir hidrolik makineye pompa-türbin denilmektedir. Pompa-türbin aynı hidrolik ekipmanla hem türbin hem de pompa olarak çalışabilir.

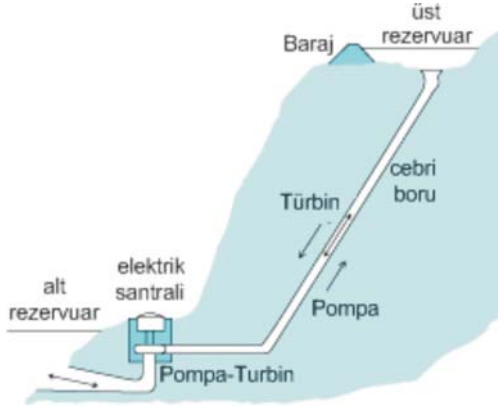
Pompaj Depolamalı HES'lerin sınıflarına göre avantaj ve dezavantajları **Tablo 1**'deki gibi sıralanabilir[1]:

Tablo 1. Pompaj Depolamalı HES Sınıflarının Avantaj ve Dezavantajları

	Avantajlar	Dezavantajlar
Dört-makinalı dizilim	- Her mode hızlı dönüşüm - Her mode hızlı dönüşüm - Pompanın çalışmaya başlamasında dolum nedeniyle bir problem olmaz - Yüksek türbin ve pompa verimi - Direk hidrolik geçişe olanak sağlamak	- Ekipmanların yüksek maliyeti - Daha fazla alan gereksinimi - Daha fazla kelebek vana
İki-makinalı dizilim	- Kompakt elektrik santrali - Maliyeti uygun çözüm - Direk olmayan hidrolik geçişe olanak sağlamak	- Modlar arası dönüşümün uzun zaman alması - Pompa modu başlangıcında daha fazla güç gereksinimi

2. METOD – POMPA-TÜRBİN TASARIMI

Yenilenebilir bir enerji kaynağı olarak hidroenerji Türkiye'nin büyük bir bölümünde uygulanabilir. Hidroenerjiden enerji üretmek için bir su türbini kullanılır. Gün içerisinde kullanılan elektrik talebi değişkenlik gösterdiği için bazı gelişmiş ülkelerde, pompa-türbinler sanayi tarafından gece kullanılmayan enerjiyi alt rezervuardan üst rezervuara suyu pompalayarak depolar. Gündüz saatlerinde



Şekil 1. Pompa-Türbin sistem şeması[3].

talebin en çok olduğu zaman ek bir enerji takviyesi olarak kullanılır. Bu araştırmada pompa-türbin sisteminin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodları kullanımı ile tasarımı parametrik bir metodoloji olarak araştırılmıştır.

Bu bildirinin amacı, Francis çarkının tasarımının yapıldığı metod kullanılarak pompa-türbin çarkı tasarlanmasıdır. Literatürde francis çarklarının ve pompaların pompa-türbin olarak kullanılması hakkında bildiriler bulunmaktadır[4-7]. Bu amaçla Francis çarkının tasarım metodları kullanılmıştır. Pompa-türbin çarkı içerisindeki akışın pompa ve türbin modunda nasıl davrandığı anlaşılmaya çalışılmıştır. Çarkın pompa girişi pompa modundaki giriş açılarını göre ayarlanmış ve gereken düşü elde edilmeye çalışılmıştır. Bu bildiride, analizler pompa-türbin çarkına bitişik başka bir parça olmaksızın uygulanmıştır. Gelecekte ayar kanatları ve emme borusu birlikte çözülerek parçalar arasındaki etkileşimlerde incelenerek pompa-türbin içerisindeki akış daha iyi anlaşılabilir. Böylelikle bitişik parçalarla beraber yapılan analizlerle pompa-türbin çarkının performansları daha iyi incelenebilecektir.

Pompa-türbin tasarımında yüksek özgül hız seçimi en küçük boyutlar ile iyi bir hidrolik performans elde edebilmeyi sağlar. Fakat, özgül hızdaki artış türbinin batık çalışma seviyesinde de artış olmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle batık çalışma miktarı özgül hızı sınırlandırabilmektedir[8]. Bu proses ile birlikte pompa-türbin çarkının boyutlandırılması için gerekli özgül hız hesaplaması şöyledir:

$$n_s = n_{sync} \frac{P_d^{0.5}}{H_d^{1.25}} = 500 \frac{679.8^{0.5}}{28.15^{1.25}} = 201 \text{ [rpm]} \quad (1)$$

Burada: n_s özgül hız [rpm]

n_{sync} senkronize devir sayısı [rpm]

$P_d = P_a \text{ [kW]} / 0.7355 = 500 \text{ kW} / 0.7355 = 679.8 \text{ hp}$, tasarım gücü [hp]

H_d = tasarım düşüsdür (türbin için salyangoz girişinde 28.15 m seçilmiştir). [m]

Özgül hızı bağlı genel türbin tipleri **Tablo 2**'deki gibi verilebilir.

Tablo 2. Özgül Hıza Bağlı Genel Türbin Tipleri[9]			
Türbin tipi			n_s (rpm)
İmpuls	Pelton		7 - 26
Reaksiyon	Francis	Yavaş	51 - 107
		Orta	107 - 190
		Hızlı	190 - 250
	Kaplan		250 - 300

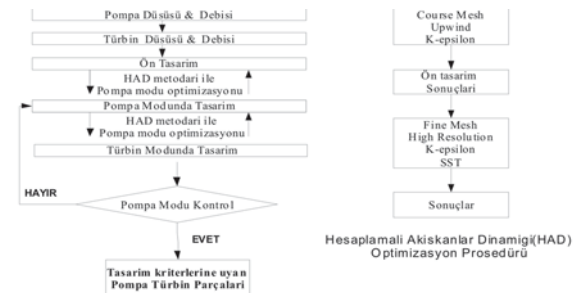
Pompa-türbin tasarımında pompa modundaki düşüsü (H_p) türbin düşüsü (H_t) ile her iki moddaki verimine (η) bağlıdır (Denklem 2) [2]. Bu nedenle pompa-türbinin düşü seviyesi düzgün seçilmelidir. Pompa düşüsü belirlendikten sonra tasarım gereklilikleri dikkate alınarak tasarım yapılır. Tasarım tamamlandıktan sonra türbin ve pompa modunda farklı debi ve farklı dönüş yönleri kullanılarak pompa-türbinin bütün çalışma durumlarındaki performans sonuçları çizilir(suter eğrisi). Ayrıca basınç ve vakum yüzeylerindeki basınç dağılımları fazla ve az debiler için araştırılır. Kavitasyon olup olmadığı gözlemlenir.

$$\frac{H_p}{H_t} = \eta_t \cdot \eta_p \quad (2)$$

Özgül hız belirlendikten sonra debi ve düşü için turbomakina teorisi ve deneyim eğrileri kullanılarak türbin genel olarak boyutlandırılır. Seçilen özgül hızı göre çarkın meridyonel şekli belirlenir. Daha sonra belirlenen meridyonel şekil ile seçilen devir sayısına göre türbin düşüsü ve debisi göz önüne alınarak çark kanatlarının açıları belirlenir. Yapılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği sonuçlarına göre çark açıları ve meridyonel şekil birlikte düzeltilerek tasarımı iyileştirilir. Böylece pompa-türbin tasarımı **Tablo 3**'te bulunan değerlere göre yapılmıştır.

Tablo 3. Pompa-Türbinin Başlıca Karakteristikleri	
Senkronize Hız	50 Hz
Nominal Su gücü/Maksimum Elektrik Çıkış Gücü	505 kW / 500 kW
Nominal Düşü / Brüt Düşü Aralığı/ H_{max} / H_{min}	28.15 m / 25-30 m / 1,2
Pompa : Max. Debi Q_{max} (Q_{max} / Q_{min})	2 m ³ /s (2 / 1)
En iyi Performans için Pompa Modundaki Özgül Hız, n_s	
($n_s = n \cdot Q^{1/2} / H^{3/4} = n \cdot (2 \text{ m}^3)^{1/2} / (28.15 \text{ m})^{3/4} = 57.86$)	201 [rpm]
Çark (İmpeller) Dış Çapı (D1)	0.9 [m]

Daha önce Francis türbin tasarımı için kurulmuş olan metodoloji pompa-türbin tasarımı için uyarlanmıştır[10]. Francis türbininde olduğu gibi, pompa-türbinin türbin modunda belirlenen debi ve düşü için oluşturulan çarkın meridyonel şekli ile devir sayısına göre açılar hesaplanarak tasarımı yapılmıştır. Daha sonra pompa modundaki sonuçlar incelenerek gerekli değişiklikler yapıp tekrar türbin modunda düzenlemeler yapılmıştır. Bu düzenlemeler pompa ve türbin modunda gereken kriterler sağlanana kadar devam etmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metodları ile belirlenen geometrilere göre parçalar oluşturularak sonlu elemanlar analizleri ile yapısal olarak kontrol edilir. Böylece Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metodları ve sonlu elemanlar analizinin beraber kullanılmasıyla pompa-türbin parçaları oluşturulur. Pompa-türbinin tasarım metodolojisi aşağıda **Şekil 2**'de verilmiştir.



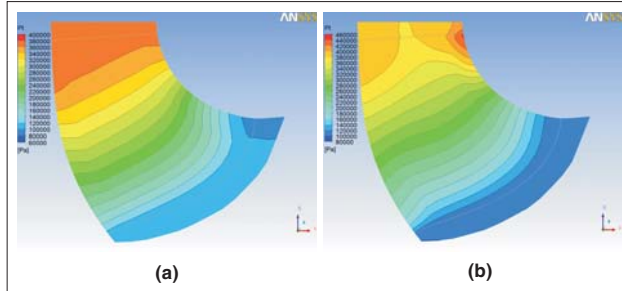
Şekil 2. Pompa-türbin tasarım metodolojisi planı.

Upwind metodu gerçeğe çok yakın bir sonuç vermese de diğer çözümler için başlangıç durumunu belirlemek için kullanılır[11]. Bundan dolayı teorik bilgi ve deneyim eğrileri ile oluşturulan ilk modeller için upwind metodu kullanılarak büyük aralıklar hızlı bir şekilde incelenip fikir sahibi olunabilir. Tasarım kriterlerine yakın aralıkları bulmak ve çözüm zamanını azaltmak için akış daha büyük boyutlu sonlu elemanlara bölünerek upwind metoduyla çözülür. 'High Resolution' metodu türbülans analizlerinde gerçeğe daha yakın sonuçlar verir[11]. Bundan dolayı kaba mesh ve upwind metoduyla aralıklar incelendikten sonra ince mesh ve 'High resolution' metoduyla çözülerek akışın davranışları daha iyi anlaşılır. Ayrıca analizlerde çözüm zamanını azaltmak için önce kaba mesh upwind metoduyla çözülüp sonra ince mesh ve 'High resolution' çözümlerine başlangıç durumu olarak verilebilir.

Pompa modu analizlerde ilk başlarda oluşan negatif basınçlar kanat açıları düzeltilerek ortadan kaldırılmıştır. Bunu yaparken tasarım gereksinimlerini elde etmek için her iki mod göz önüne alınarak eş zamanlı şekilde açılar düzenlenmiştir.

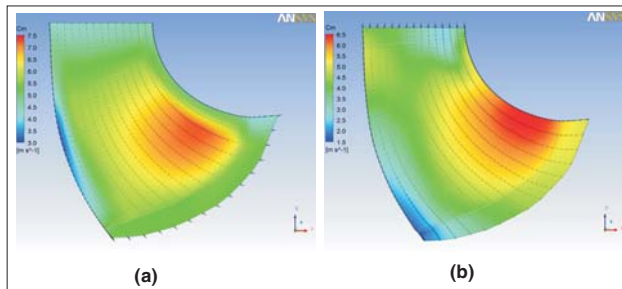
Parametrik tasarım metodolojisinin pompa-türbin sistem tasarımında uygulanabilir olduğu görülmüştür. Ayrıca farklı tasarım alternatifleri bu sayede daha hızlı ve kolay olarak hem Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği hemde sonlu elemanlar analizi için uygulanabilir. Ancak bu bildiride yapısal konular ele alınmamıştır.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR



Şekil 3. Türbin (a) ve Pompa (b) modunda meridyonel yüzeydeki kütle ortalamasına göre toplam basınç dağılımı.

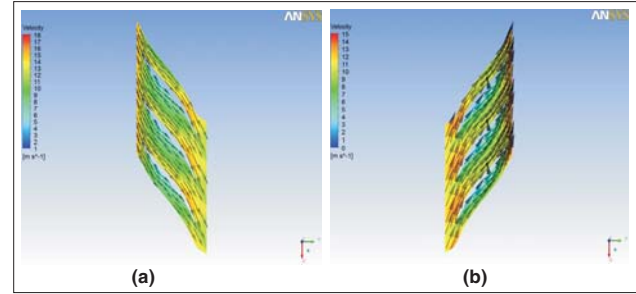
Kanatların açısı düzenlenmeden önce akış kanadı takip etmiyor ve meridyonel olarak basınç konturlarında kopukluklar oluyordu. Hatta bazı noktalarda bu akış kopmalarından dolayı basınçta büyük değişiklikler oluyordu. Meridyonel konturlardan da görüldüğü üzere tasarım sonunda pompa ve türbin modunun en iyi verim noktalarında düzgün bir basınç değişimi gözlemlenmiştir. Bu çarkın içerisinde akışının düzgün olduğunu göstermektedir (Şekil 3, Şekil 4). Ayrıca



Şekil 4. Türbin (a) ve Pompa (b) modunda meridyonel yüzeydeki alan ortalamasına göre Cm vektörleri.

pompa-türbin çarkı içerisindeki akış tasarımı iyileştirildikten sonra türbin modunda difüzyonun düzgün sağlanmasıyla verim kaybı azaltılmıştır. Böylece her iki mod için de tasarım düzenlenmiştir.

Kanat açıları düzgün ayarlanmadığında girişte veya profilin bazı yerlerinde akışın kanat profilini takip etmediği gözlemlenmiştir. Daha sonra her iki modda da suyun girişlerde kopma olmadan girmesi ve kanat profilini suyun takip etmesini sağlamak için kanat açıları düzenlenmiştir. İlk analizlerdeki suyun akış açısı ve kanat profil açısı arasındaki hizasızlık analizlerin sonuçları dikkate alınarak giderilmiştir. Bu sayede suyun kanat profilinden kopmaları da giderilmiştir. Sonuçlarda elde edilen çark kanadının ortasındaki hız vektörleri Şekil 5'te verilmiştir. Ayrıca meridyonel olarak taç ve bileziğe yakın yerlerde de akış aşağıdaki şekle benzer hareket etmektedir.



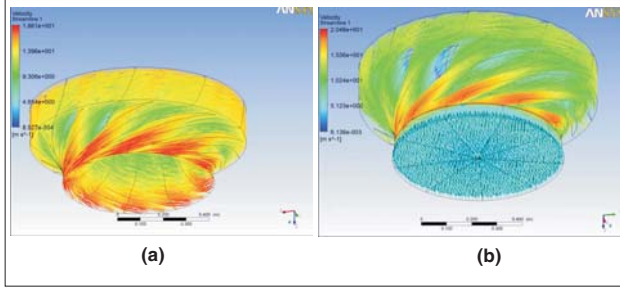
Şekil 5. Türbin (a) ve Pompa (b) modunda kanadın orta noktasındaki hız vektörleri.

Bu bildirideki tasarım gereksinimi olarak 9 kanatlı 500 kW gücünde bir pompa-türbin çark tasarımı seçilmiştir. Bunu sağlayacak şekilde tasarım yapılmış ve her iki mod için uygun tasarım düzenlenmiştir. Pompa ve türbin modundaki en verimli noktalardaki performans sonuçları elde edilmiştir. Ansys CFX ile elde edilen performans değerleri Tablo 4'te verilmiştir. Sonuçların elde edilmesinde çarkın bir kanadı etrafındaki akış yaklaşık sonlu elemana ayrılarak K-epsilon türbülans modeli ile çözülmüştür.

Tablo 4. Pompa ve Türbin Modundaki En Verimli Noktalardaki Pompa-Türbin Çarkı Performans Sonuçları

	Türbin Modu	Pompa Modu	Birim
Dönme Hızı (Devir sayısı)	-52.36	52.36	[radian s ⁻¹]
Hacimsel Debi	2.01	1.58	[m ³ s ⁻¹]
Düşü (Hücum Kenarı-Bitiş (Fırar) Kenarı)	26.44	29.63	[m]
Düşü (GİRİŞ-ÇIKIŞ)	26.46	29.64	[m]
Mil Gücü	504554	469743	[W]
Toplam Çark Verimi (GİRİŞ-ÇIKIŞ) %	97.22	97.57	

Türbin modunda çark tasarımı yapıldıktan sonra pompa modundaki sonuçlara göre tasarımda düzenlemeler yapılabilir. Aynı şekilde önce pompa modundan da başlanılabilir. Bu düzenlemeler her iki modun tasarım gereksinimlerini karşılayana kadar yapılır. Tasarımın uygunluğu basıncın düzgün bir şekilde değişmesinden ve suyun çarka girdikten sonra çıkana kadar düzgün bir yol izlemesinden anlaşılabilir (Şekil 6). Tasarımın ilk başlarında



Şekil 6. Türbin (a) ve Pompa (b) modunda hız akış çizgileri.

oluşan çarkın girişinden suyun geri dönmesi ve çıkışından suyun geri gelmesi de tasarım düzeltildikçe ortadan kalkmıştır.

3. SONUÇ

Pompa-türbin tasarımı için parametrik bir çalışma yapılabilir. Bu sayede pompa-türbin parçalarının tasarımı için gereken birçok değişik analizin hızlı bir şekilde yapılmasına olanak sağlamıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin en son gelişmiş teknoloji tekniklerinin yardımıyla oluşturulan francis türbin çarkının tasarımı bu çalışmaya yönlendirici olmuştur[10,12]. Geliştirilen bu metodoloji Francis türbin çarkı göz önüne alınarak pompa-türbin çarkına uygulanmış ve düzgün bir şekilde uygulanabilir olduğu anlaşılmıştır. Bu metodoloji yardımıyla pompa-türbinin diğer parçalarının tasarım gerekliliklerini sağlayacak şekilde tasarımı yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Scherer, K., Andritz Vatech Hydro Giga-Watt Generation Panel Session, Hydro Generators, August 2008.
- [2] Krivchenko, G.I., "Hydraulic Machines Turbines and Pumps", Mir Publishers, Moscow, 28-30 (1986).
- [3] <http://content.answcdn.com/main/content/img/McGrawHill/Encyclopedia/images/CE557350FG0010.gif>
- [4] Tortosa, A. F., "Evaluation of Numerical Methods for Turbomachines Based on Experimental Data From a Francis Pump-Turbine in Pump Mode", Thesis of Universidad Pontificia Comillas, June 2008, Madrid, Spanish.
- [5] S. Rawal and J.T. Kshirsagar, "Numerical simulation on a pump operating in a turbine mode", Kirloskar Brothers India Limited, Proceedings of the twenty-third international pump users symposium (2007).
- [6] A.A. Williams, "Pump as turbines for low cost micro hydro power", Renewable Energy 9 (1-4) (1996), pp. 1227-1234.
- [7] S. Derakhshan and A. Nourbakhsh, "Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation", Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2008), pp. 1620-1627.
- [8] Sallaberger, M., Bachmann, P., Michaud, Ch., Sick, M., Dörfler, P., "Modern Hydraulic Design of Large Pump-Turbines", International Journal on Hydropower & Dams, Issue 5, 2003.
- [9] Raabe, J. (1985). "Hydropower: The Design, Use, and Function of Hydromechanical, Hydraulic, and Electrical Equipment." VDI-Verlag, Verlagdes Vereins Deutscher Ingenieure, Dusseldorf.
- [10] Yıldız, M., Okyay, G., Çelebioglu, K., 2010, "Design of a Francis Turbine for a Small Hydro Power Project in Turkey",

Proceedings of the ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis Conference 2010, July 12-14, 2010, Istanbul, Turkey.

- [11] Ansys CFX, User Manual.
- [12] Okyay, G., Celebioglu, K., Aydin, I., Ger, M. (2009). "Design of a Francis Type Water Turbine Using Computational Fluid Dynamics Methods", International Journal of Electrical Energy Systems, Special Issue 2009 (1)1, pp.71-75.

SUMMARY

Pump turbines are used in some developed countries such that the leftover power can be stored by pumping up water to a storage reservoir and this stored energy is used to supply additional power during the peak demand hours (Figure 1). In this research, a parametric methodology is investigated to design the pump turbine system using Computational Fluid Dynamics (CFD) methods. The aim of this paper is investigate the optimization of Francis runner to design pump - turbine runner. In the literature there are some papers about using the Francis runner and the pump impeller as a pump - turbine runner[4-7]. For this aim, the design method of the Francis runner can be used to understand flow behavior inside the pump - turbine runner in each mode. Previously established parametric Francis turbine design methodology is implemented to pump-turbine design[10]. Francis type turbine is simulated in pumping mode with calculated pump properties and the design parameters are modified according to pumping mode flow behavior; parametric model is improved based on CFD results (Figure 2). In the pump mode, the inlet of the impeller can be designed properly to give the pump inlet condition. After obtaining the CFD improved geometry, Finite Element Method (FEM) model can be created for structural analysis. Then, the final state of pump turbine parts can be created with the help of CFD and structural analysis result combination. In this paper, this analysis is applied to the flow in the runner without any adjacent component. In the future, the guide vane profiles will be adopted to pump mode and the interaction between the runner and adjacent components (draft tube and stator) will be investigated. Then, the optimization of the pump-turbine runner will be completed by coupled computations of the flow in the runner together with the adjacent components. It is seen that the parametric methodology is convenient for the design of the pump-turbine system and make it easier and faster to test different design alternatives for CFD and FEM model. With the help of parametric modeling each part of the pump turbine is designed to reach the design requirements with the results of CFD analyses. With this methodology developed is applied to Francis turbine runner to design as a Pump-turbine runner and is found to be working properly. With the help of this methodology the other parts of the pump-turbine can be designed to reach the design requirements.

İTÜ POMPA VE MODEL SU TÜRBİNİ TEST VE AR-GE LABORATUVARI (POTAM)

Prof. Dr. Mete ŞEN

İTÜ Makina Fakültesi

Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Çalışma Grubu

ÖZET

İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Çalışma Grubu laboratuvarlarının yetenekleri model su türbini performans deneylerini ve hidroelektrik santrallerin yerinde performans testlerini gerçekleştirebilecek şekilde genişletilmiştir. Bu bildiride, yeni oluşturulan POTAM pompa-model türbin test düzeneği detaylı biçimde ele alınmaktadır.

1. GİRİŞ

Teknolojik, ekonomik ve sosyal gelişmenin temel gereksinimlerinden ve göstergelerinden biri olan elektrik üretiminde ithal kaynaklara (doğalgaz, ithal kömür) bağımlılık elektrik üretim maliyetini artırmaktadır. Üretimin ana girdilerinden biri olan elektrik fiyatının Türkiye’de yüksek olması, Çin’de, Doğu Avrupa ülkelerinde enerji fiyatının düşük olması nedeniyle, ulusal ve uluslararası pazarlarda, bu ülke ürünleri ile rekabet şansı azaltılmaktadır.

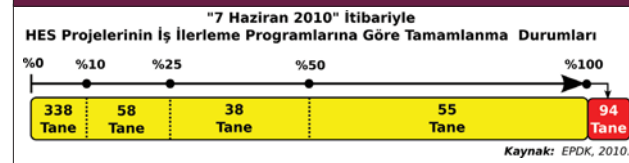
2010 yılı Türkiye elektrik üretimi 210 milyar kWh olup üretimin % 60’ı ithal kaynaklardan yapılmıştır. Yerli ve yenilenebilir kaynaklardan önde geleni olan Hidroelektrik (HES) üretimi ise, maalesef, %20’dir. DSİ, EİE ve son yıllarda özel sektör tarafından geliştirilen projelere göre Türkiye’de hidroelektrik santral kurulu güç kapasitesi 45,000 MW olup bunun 2011 yılı itibarıyla 16,000 MW’ı kullanımdadır. Güvenilir üretim açısından yıllık ekonomik potansiyel DSİ tarafından 140 milyar kWh olarak tesbit edilmiş olup özel sektöre geliştirilenler de dikkate alındığında bu rakam 170 milyar kWh olmaktadır. 2010 yılı HES üretimi 51 milyar kWh (toplam üretimdeki payı % 24) olarak gerçekleşmiştir. Elektrik üretiminde ithal kaynaklara bağımlılığın, sera gazı emisyonlarının, üretim maliyetinin düşürülmesi için kullanılmayan hidroelektrik potansiyelimizin bir an önce değerlendirilmesi birçok bakımdan ülke ekonomisine katkıda bulunacaktır. Ancak, HES yapımında inşaat işleri ve bazı mekanik (çelik konstrüksiyon, cebro, kapaklar, vb.) imalatların dışında türbin, generatör, kontrol ve otomasyon gibi elektromekanik teçhizatla büyük ölçüde dışa bağımlı durumdayız. Ancak, su türbini hidrolik ve mekanik projelendirilmesi ve imalatında yerli şirketlerimizin, sınırlı sayıda ve kapasite de olsa, yaşadıkları olumlu deneyimler (TEMSAN, Türbosan, Şeker Şirketi Makina Fabrikası), ülkemizin mühendislik hizmetlerinde mevcut potansiyeli, alt yapısı, imalat kapasitesi ve yetenekleri dikkate alındığında finansman ve teşvik sorunu çözüldüğü takdirde yerli katkının en çok hidroelektrik santrallerde olacağı görülmektedir.

Sonuç olarak üniversitelerin, kamu kurumlarının, özel sektörün bir an önce “Su Türbini” proje ve imalatına ortak projelerle girmesi ülke yararınadır. EPDK’ya 1,600 adet HES projesi başvurusu yapılmıştır. Ekonomik olarak yapılabilir Hidroelektrik Santral (HES) projelerinin durumu **Tablo 1**’de özetlenmiştir. Söz konusu HES projelerinin tamamlanma durumları **Tablo 2**’de yer almaktadır. Ülkemizdeki lisanslandırılmış HES projelerinin güç dağılımları **Şekil 1**’de yer almaktadır. Bu projelerin sayı olarak büyük bir kısmının 50 MW altında güçlerde olması bu bu sektör için bir şanstır. Çok sayıda, fakat küçük ünite güçlerindeki su türbinlerinin proje ve imalatı yerli firmalarımızın yukarıda bahsedilen kısıtları ve sorunları kolaylıkla aşması bakımından bir şanstır. Henüz değerlendirilmeyen 30,000 MW kurulu güç HES’in hidromekanik, elektrik teçhizatı yaklaşık 15 milyar \$’lık bir pazar oluşturmaktadır.

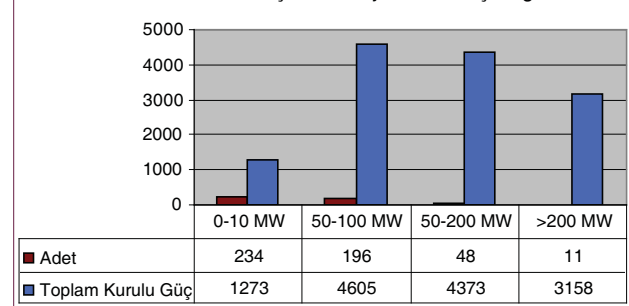
Tablo 1. Türkiye’de Ekonomik Olarak Yapılabilir HES Projelerinin Durumu

Ekonomik olarak yapılabilir HES Projelerinin Durumu	HES Sayısı	Toplam Kurulu Kapasite (MW)	Ortalama Yıllık Üretim (GWh/yıl)	Oran (%)
İşletmede	172	13700	48.000	35
İnşa Halinde	148	8.600	20.000	14
İnşaatına Henüz Başlanmayan	1.418	22.700	72.000	51
Toplam Potansiyel	1.738	45.000	140.000	100

Tablo 2. HES Projelerinin Tamamlanma Durumları



Lisanslandırılmış HES Projelerinin Güç Dağılımı



Şekil 1. Lisanslandırılmış HES projelerinin güç dağılımı.

Türkiye’de makina imalatındaki gelişmeye paralel olarak pompa sektöründe de gerek kalite gerek üretim miktarı açısından son yıllarda yaşanan olumlu gelişmelerin sonucu olarak yüksek debi, basınç ve güçlerdeki pompaların geliştirilmesi, Ar-GE çalışmaları, performans ve akseptans testlerinin yapılmasına olanak sağlayacak bir laboratuvar gereksinimi ortaya çıkmıştır.

2. İTÜ POTAM LABORATUVARI

Su türbini projelendirilmesi ve imalatında yerli, yabancı ortaklık, lisanslı üreticilerin ihtiyaçlarını karşılamaya yanı sıra pompa sektöründe AR-GE ve test ihtiyaçlarını karşılamak üzere bir “Araştırma-Geliştirme ve Test Laboratuvarı”nın kurulması için 2008 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi, o günkü adı ile “Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı” öğretim üyeleri olarak girişim başlatılmıştır. Bu amaçla, TEMSAN’ın endüstri ayağı olduğu bir D.P.T. projesi geliştirilmiş ve kabul edilmiştir. POTAM Laboratuvarı İTÜ Gümüşsuyu Kampüsü’nde kurulmuş olup 2010 yılı başında işletmeye hazır hale gelmiştir (Şekil 2 ve Şekil 3). Gümüşsuyu Kampüsü trafosunun yeterli olmaması nedeniyle laboratuvar için İTÜ Bütçesinden de 140,000. TL’ lik bir kaynak ayrılmıştır. Laboratuvarın toplam maliyeti 820,000. TL’si DPT tarafından karşılanmak üzere 960,000 TL’ dir. Laboratuvarında yer alan üniteler;

- Su Türbini Deney Standı
 - Su türbini modellerinin performans testleri
 - Mikro su türbinlerinin testleri (≤ 300 kW)
- Su türbinlerinin saha testleri için mobil laboratuvar
- Hidrodinamik Pompa test standı

POTAM Türbin/Pompa test standı tamamen kapalı devre sirkülasyon sistemi olarak dizayn ve imal edilmiştir. Test standında; debi, basınç, dönme hızı, tork, titreşim, gürültü, motor/generatörlerin I, V, Cosφ, W (her faz üzerinde, ortalama ve kümülatif değerler) değerleri ölçülmekte ve kaydedilmektedir.



Şekil 3. POTAM laboratuvarı genel görünümü.

Su türbini test laboratuvarında düşüğü sağlamak üzere karakteristikleri aşağıda verilen bir çift emişli pompa mevcuttur (Şekil 4).

• Sirkülasyon pompası

- 400 kW, 1500 d/d, 500 m³/h – 1750 m³/h
- 70 m – 95 m manometrik yükseklik,
- Tahrik motoru frekans kontrolludur.

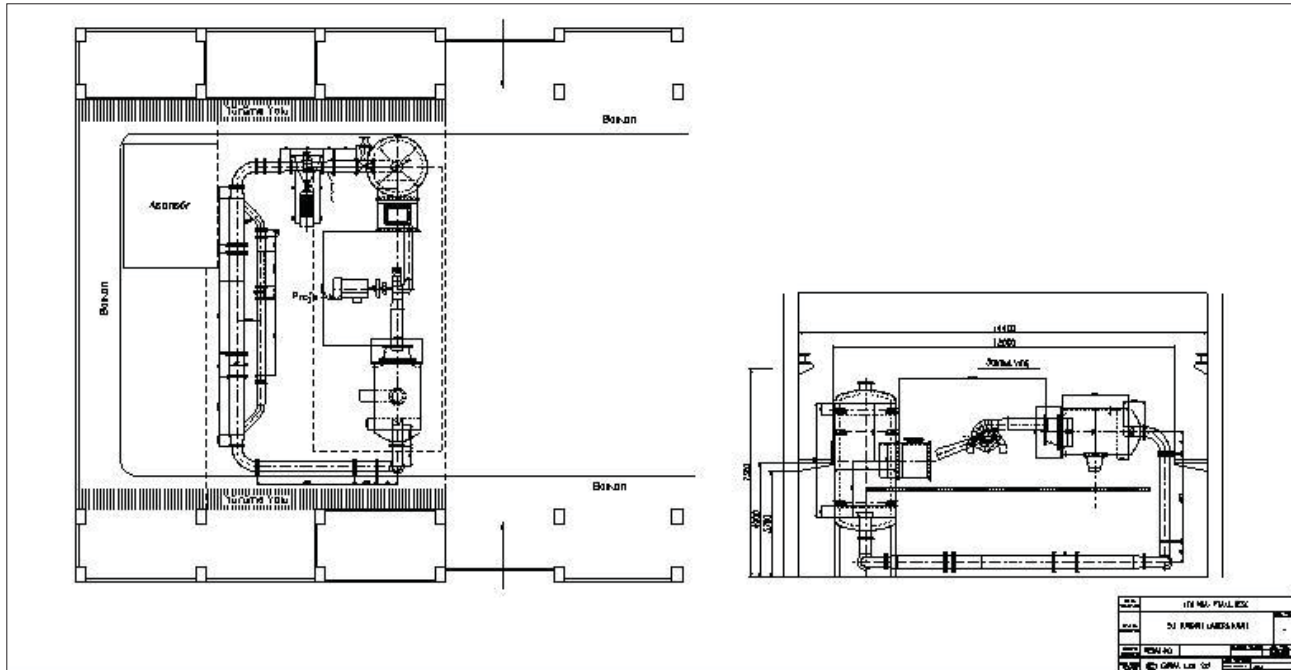
Test standının diğer ölçme ekipmanları:

• Debimetre

- 1 adet ø 500 magnetik, maks. 7000 m³/h
- 1 adet ø 200 magnetik, maks. 2000 m³/h
- 1 adet standart ISO lülesi ø 250

• Torkmetreler

- 5000 Nm, 3000 Nm, 2000 Nm
- Torkmetre ile türbin bağlantısı kardan mili ile



Şekil 2. POTAM laboratuvarının genel yerleşim planı ve başlıca donanımları.



Şekil 4. Düşü yaratma amacıyla kullanılan çift emişli pompa.

- Toplam 8 adet kapasitif ve piyezoelektrik tipte basınç ölçer
- **Motor / Generatörler** (frekans kontrollu değişken devirli)
 - 1 adet yatay eksenli, 315 kW, 1500 d/d
 - 1 adet düşey eksenli, 200 kW, 1500 d/d
- **16 kanallı basınç tarayıcı**
- **Yüksek frekanslı, 20 kanallı veri toplama sistemi**
- **Manometre kalibrasyon cihazı**
- **Kontrol panolarında devir sayısını set etme**
- **Kontrol panolarında motor/generatörlerin tüm elektrik karakteristiklerinin izleme, kayıt**
- **Kavitasyon testleri için emme tankındaki basıncın vakum pompası (minimum 700 mmHg) / kompresör ile ayarlanması**
- **Türbin testi sırasında üretilen elektriğin kontrol panosundan şebekeye geri beslenmesi**
- **Debinin; basınç deposu girişindeki motorlu vana ile ve/veya sirkülasyon pompasının motorunun frekans kontrolü ile regülasyonu**
- **Basınç deposu daima tamamen su ile dolu konumda, emme tankı basınç ayarlanması için serbest yüzeyli**

Aynı test standı pompa test standı olarak da kullanılmaktadır. Pompa testi modunda türbin testinde kullanılan generatörler motor olarak çalıştırılmakta, vanalama ile emme tankının by-pass edilmektedir (**Şekil 5** ve **Şekil 6**). Projenin ikinci aşamasında pompa testi için bir yeraltı emme deposu yapılacaktır. Düşey silindirik serbest yüzeyli tanka bağlanan bir vakum pompası ile su türbinlerinde yayıcı yüksekliği, pompalarda giriş basıncı istenilen değere set edilerek kavitasyon (NPSH) testleri yapılabilir. Ayrıca, Laboratuvarda mevcut saniyede 50,000 kjare çekim hızında özel bir hızlı kamera ile türbin ve pompalarda akış görüntüleri çekilebilmektedir.

Pompa deney standında, su türbini testinde kullanılan ölçme cihazları kullanılmaktadır.

POTAM Laboratuvarı'nda mevcut bazı özel mobil test/ölçme cihazları ile hidroelektrik santrallerin işletmeye alınma öncesi saha testleri de yapılmaktadır. Bu mobil ölçme cihazları:

- Ultrasonik debimetre
- Elektrik motorları için güç analizörü (akım, volt, CosΦ, fazlarda ortalamalar, data kayıt)



Şekil 5. Testi yapılan türbin, motor-generatör ve tork sensörü.



Şekil 6. Türbin ve emme borusu.

- Taşınabilir data toplama cihazı, 2 kanallı
- Taşınabilir data toplama cihazı, USB'den bağlanabilir, 4 kanallı
- Basınç transduserleri
- Açık kanallarda debi ölçümü için mulineler
- Basınç kalibrasyon cihazı
- Digital manometreler
- Gürültü ölçer

İTÜ Makina Fakültesi "Hidrolik Makinalar Laboratuvarı" birimi hidrolik makinalar alanında analitik, sayısal (CFD) ve deneysel çalışmaları ile sektörümüze yıllardır hizmet vermekte olup deneyimlerini bu konuda proje ve imalat yapan/yapacak firmalarla paylaşarak ortak projelerin geliştirilmesine katkıda bulunmak ulusal bir görevdir. Birim elemanlarının başlıca çalışma konuları:

- Turbomakinalar /Su Türbini, Pompa Tasarımı
- Sayısal Akışkanlar Dinamiği- Hidrolik makinalara uygulama
- Hidrolik makinalar için kabul ve model deneyleri
- Pompalı sistemlerde akışın yarattığı titreşimler- akustik
- Enerji Santralleri ve Fizibilite Raporlarının hazırlanması
- Pompalı sistemler için SCADA uygulamaları
- Pompalı sistemlerde su darbesi hesapları ve önleme çareleri
- Pompa istasyonları ve boru hatları
- Ölçme yöntemleri
- Akış tanı ve görüntüleme yöntemleri
- Elektronik ekipmanların soğutulması

- Taşıtların aerodinamik analizi
- Katı yakıtlı roketlerdeki iç balistik- yanma

3. SONUÇ

İTÜ Makina Fakültesi bünyesinde model su türbini performans testi ve pompa performans testi gerçekleştirme amacıyla bir laboratuvar (POTAM) oluşturulmuştur. Söz konusu laboratuvarın ülkemizin su türbini teknolojisi geliştirme çalışmalarına katkısının olacağı beklenmektedir. Ayrıca HES performansı ölçme amaçlı oluşturulan mobil ölçüm istasyonu ile HES'lerin verimlilik ölçümleri konularındaki çalışmalara destek verilebilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] TS EN 60193 Hidrolik Türbinler, Depolama Pompaları ve Pompa Türbinleri- Kabul Deneyleri Modeli
- [2] TS EN 60041 Hidrolik Türbinler, Depolama Pompaları ve Türbin-Pompaların Hidrolik Performanslarının Belirlenmesi için Şantiye Kabul Deneyleri

SUMMARY

A closed loop test facility is designed and built for the performance measurements and acceptance tests of model water turbines and pumps. A double suction pump is used to create the head for the model water turbine tests. Double suction pump has a ability to provide head of 70-90 m for the flow rate range of 1750 – 500 m³/h. An AC motor-generator that is driven by a regenerative type driver. It has a power of 315 kW with 1500 rpm. In addition to the model turbine performance tests, pump performance tests also can be done in the same facility. Mobile performance measurement system is also built for the field acceptance and performance tests of hydraulic turbines

Key Words: Pump, Water turbine, Model test

SİRKÜLASYON POMPALARININ TERMAL MODELLENMESİ

Nihan UÇAR

Alarko-Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş.

ÖZET

Avrupa Birliği'nde ve daha sonra buna paralel olarak Türkiye'de yayınlanan eko-tasarım direktifi ile sirkülasyon pompalarında enerji verimliliği önemli hale gelmiştir. Bu durum ise düşük verimli asenkron motorlar yerine verimi çok daha yüksek değerlere ulaşan sabit mıknatıslı senkron motorların sirkülasyon pompalarında kullanımını gündeme getirmiştir. Bu bildiride, motor tasarımının önemli aşamalarından biri olan termal analizin gerçekleştirilmesi amacıyla ilk önce sabit mıknatıslı bir sirkülasyon pompasının senkron motoru ve kontrol kutusu modellenmiştir. Motor termal analizi termal network yöntemi ile, kontrol kutusu analizi ise SEY (sonlu elemanlar yöntemi) ile gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarından elde edilen sıcaklık dağılımı göz önüne alınarak malzeme ve tasarım seçenekleri gözden geçirilmiş, gerekli görülen durumlar için soğutucu önlemler alınmıştır.

1. GİRİŞ

Sirkülasyon pompasının çalışması esnasında motorda oluşan toplam kayıplar, motorun verimliliğini etkilemekle beraber ısıya dönüşerek çeşitli parçaların sıcaklığının çevre sıcaklığının üzerine çıkmasına yol açmaktadır. Bunun yanı sıra sirkülasyon pompalarının kullanım alanlarının, sıcaklığı 110°C'ye kadar çıkabilen sıcak su tesisatları olmasından kaynaklı bir sıcaklık artışı da söz konusudur. Sirkülasyon pompası tasarımının güvenilir olabilmesi için bu artışın komponentlerin kabul edilebilir sıcaklık limitlerini geçmemesi gerekir. Sıcaklık dağılımı bilinmeden yapılacak herhangi bir tasarım, pompa komponentlerinde kalıcı deformasyona sebep olabilir.

Sirkülasyon pompasındaki sıcaklık dağılımını bilmenin boyut ve ağırlığı azaltma, verimi artırma, malzeme seçiminde optimizasyonun sağlanması ve üretimde maliyet avantajı gibi faydaları mevcuttur. Bütün bu faydalar özellikle enerji verimliliğinin gitgide bir zorunluluk haline aldığı ve rekabetin arttığı günümüz koşullarında tasarımın ana gerekliliklerini oluşturmaktadır. Motorun karışık geometrisi ve hareketli parçalar nedeniyle sıcaklık ölçümlerini doğrudan yapmak, uygulanması zor bir yöntemdir. Termal analizin en büyük avantajlarından birisi de zaman ve maliyet açısından yüksek olan prototip ve test çalışmalarına gerek kalmadan kritik bölgelerin sıcaklıklarının öngörülebilmesidir.

Termal analiz için kullanılabilecek değişik yöntemler mevcuttur. Termal (lumped) network yöntemi, özellikle elektrik motorlarının tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır ve kritik noktadaki sıcaklıkların gerçeğe çok yakın değerlerde ve diğer yöntemlere göre daha kısa sürede hesaplanabilmesi nedeniyle tercih edilmektedir. Analitik termal network yönteminin yanı sıra numerik analiz yöntemlerinden sonlu elemanlar analizi (FEA) ve hesaplamalı akış-kanlar dinamiği (CFD) yöntemleri de ısı analiz için kullanılmaktadır. Numerik analiz yöntemleri, modelleme ve çözüm safhalarının uzun sürmesi nedeniyle daha çok geometrilerin detaylı tasarımında ve analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır[1]. Bu çalışmada sabit mıknatıslı ıslak rotorlu bir sirkülasyon pompasının motor termal analizi termal network analizi yapan bir program aracılığıyla, kontrol kutusu termal analizi ise bir sonlu elemanlar analizi programı ile yapılmıştır. Elde edilen sıcaklık dağılımına göre malzeme seçenekleri ve gerekli görülen yerlerde soğutma tasarımları incelenmiştir.

2. MOTOR TERMAL ANALİZİ

2.1. Amaç ve Yöntem

Motor modellemesi ve analizi termal network yöntemi kullanan bir yazılım programı ile yapılmıştır. Termal network yöntemi birçok mühendislik probleminin çözümünde kullanılan elektriksel benzeşim metoduna dayanır (Tablo 1).

Tablo 1[2]

Elektrik Devresi	Termal network
Voltaj (V)	Sıcaklık (°C)
Akım (A)	Isı (W)
Elektrik Direnci (Ohm)	Isıl Direnci (°C/W)
Elektrik İletkenliği (S/m)	Isı İletkenliği (W/m°C)

Analiz edilecek model düğüm noktalarına ayrılarak her bir parçanın geometri ve malzemesine göre ısı direnci belirlenir. Isıl dirençler gerçekleşen ısı transferi çeşidine göre Tablo 2'de görüldüğü gibi hesaplanır.

Tablo 2[1]

Isı İletimi (Kondüksiyon)	Isı Taşınımı (Konveksiyon)	Isınım (Radyasyon)
$R = L / kA$	$R = 1 / h_c A$	$R = 1 / h_r A$ $h_r = \sigma \epsilon F_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) / (T_1 - T_2)$

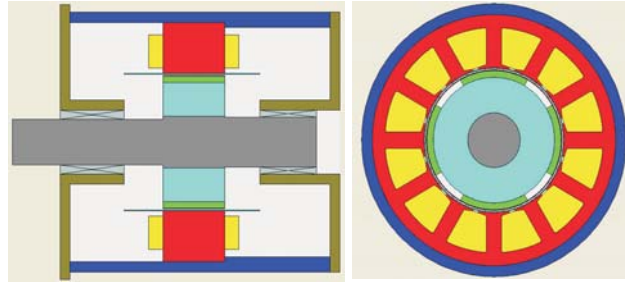
2.2. Modelleme

Termal analizi yapılacak olan motor; TF110 sınıfı ıslak rotorlu sirkülasyon pompasına ait sabit mıknatıslı senkron motordur. Motorun elektriksel değerleri **Tablo 3**'te verilmektedir. Modelleme, ısınma açısından en kötü şartları oluşturması açısından 110°C su sıcaklığı için yapılmıştır. Çevre sıcaklığı ise 22°C kabul edilmiştir.

Tablo 3

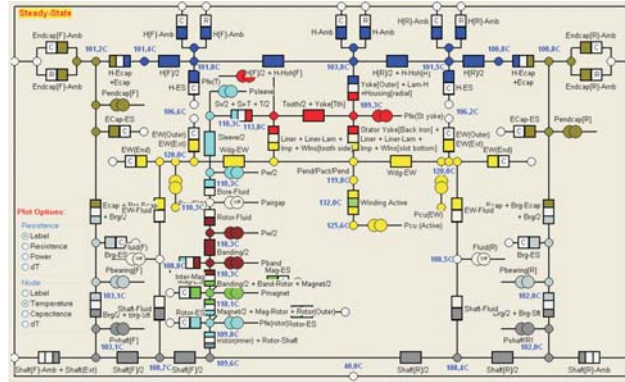
Motor Nominal Değerleri	
Güç (W)	800
Devir Sayısı (rpm)	3000 (1000-3600)
Gerilim (V)	380
Akım (A)	max 5

Programın seçenekleri kullanılarak motor tipi, sarım şekli, soğutma tipi gibi birçok özellik tanımlandıktan sonra boyutsal parametreler ve malzemelerin termal özellikleri girilir. **Şekil 1**'de modellenen motorun aksel ve radyal kesitleri görülmektedir.



Şekil 1

Modelleme sonucu tanımlanan motora ait termal networkün şematik bir diyagramı elde edilir (**Şekil 2**). Bu diyagram üzerinde düğüm noktaları ve bu düğüm noktaları arasındaki direnç değerleri, ısı değerleri ve sıcaklık fark değerleri görülebilir. Ayrıca radyal ve aksel kesitler üzerinde her düğüm noktasının yani her bir parçanın sıcaklık değerleri de görülebilmektedir.



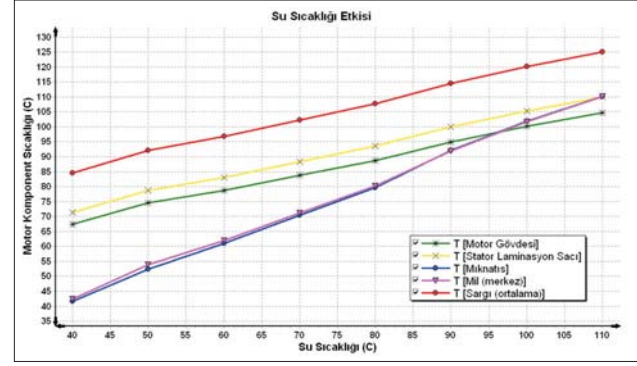
Şekil 2

2.3. Analiz Sonuçları

2.3.1. Su sıcaklığı etkisi

Girilen parametrelerdeki değişim ile sıcaklık dağılımının nasıl değiştiği analiz sonunda incelenebilecek konulardan birisidir. Bu sayede sıcaklığın hangi parametre değişimine karşı ne kadar hassas olduğu gözlemlenebilir.

Bazı motor komponentlerinin sıcaklığının, sirkülasyon pompalarının kullanıldığı tesisat su sıcaklığına karşı ne kadar hassas olduğu analiz edilmiştir ve **Şekil 3**'te görülen eğriler elde edilmiştir. Sirkülasyon pompasındaki ısınmanın motorun dışında ikinci sebebinin sıcaklığı 110°C'ye kadar çıkan ve rotor içinde dolaşmakta olan su olduğu saptanmıştır.



Şekil 3.

2.3.2. Mıknatıs seçimi

Sabit mıknatıslı motorlarda mıknatıs sıcaklığı, tasarımda göz önüne alınması gereken ana noktalardan biridir. Sabit mıknatıslar; Ferrit, Alnico, SmCo (samarium-kobalt) ve NdFeB (neodyum-demir-boron) olmak üzere dört ana gruptan oluşmaktadır. Mıknatıslar yüksek sıcaklıklarda demagnetizasyona uğradıklarından, malzeme seçiminde maksimum çalışma sıcaklığı önemli bir parametre olmaktadır[3].

Sabit mıknatısların malzeme özelliklerinin sıcaklıkla nasıl değiştiğini belirlemede kullanılan bazı parametreler şunlardır:

- Curie Sıcaklığı: Bu sıcaklığın üstünde malzeme mıknatıs özelliğini kaybetmektedir.
- Geri Dönüşümlü Sıcaklık Katsayıları: Manyetik özelliklerin sıcaklık ile nasıl değiştiğini gösterir ve genellikle birim sıcaklık başına yüzde değişim şeklinde tanımlanır. Değişim geri dönüşümlü olup sıcaklığın eski haline dönmesiyle kayıp yok olur.
- Demagnetizasyon Eğrileri: Çeşitli sıcaklıklarda malzemenin manyetik özelliklerinin nasıl değiştiğini gösteren eğrilerdir.
- Kalıcı Kayıplar: Yüksek veya düşük sıcaklığa maruz kalma sebebiyle mıknatısın kısmen demagnetize olmasıdır. Bu durum kalıcı olduğundan yeniden magnetizasyon gerektirir[4].

Firma kataloglarında ve literatürde mıknatısların bu özellikleri detaylı olarak verilmektedir.

Sonuç olarak, yapılan analiz sonucu mıknatısın maruz kalacağı maksimum sıcaklık belirlenmiştir ve malzeme seçimi bu sıcaklıkta manyetik özelliklerin nasıl değiştiği göz önüne alınarak yapılmıştır.

2.3.3. Motor izolasyon sınıfı

Termal analiz sonucu belirlenecek önemli motor parametrelerinden birisi de izolasyon sınıfıdır. İzolasyon sınıfının yanlış seçilmesi motorun yanmasına ve ömrünün kısılmasına yol açmaktadır. Bu sebeple izolasyon sınıfı sargılarda görülebilecek maksimum sıcaklık değerine göre seçilmiştir (**Şekil 3**). NEMA ve IEC standartlarıncı belirlenen dört sınıfa ait sıcaklık değerleri aşağıdaki **Tablo 4**'te görülmektedir.

Tablo 4

İzolasyon Sınıfı	Maksimum Çalışma Sıcaklığı
A	105° C
B	130° C
F	155° C
H	180° C

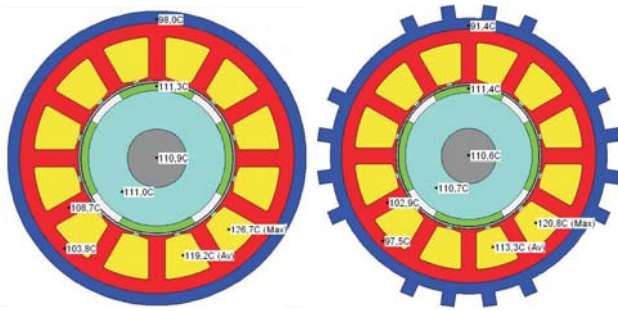
2.3.4. Motor gövdesi çalışmaları

Motor gövdesi oluşan ısının dışarıya atıldığı yer olduğundan gövde malzemesi ve geometrisi sıcaklık değerlerinde etkin bir rol oynamaktadır. Motor gövdesinin dökme demir veya alüminyum olması durumunda parça sıcaklıklarının nasıl değiştiği **Tablo 5**'te gösterilmektedir. Motor gövdesi malzemesinin alüminyum gibi ısı iletim katsayısı yüksek bir malzemeden seçilmesinin motor komponent sıcaklıklarında düşüş sağlayacağı görülmektedir.

Tablo 5

	Motor Gövdesi Malzemesi		
Sıcaklık Değerleri (°C)	Dökme Demir	Alüminyum	Sıcaklık Farkı (%)
Stator Laminasyon Sacı	108,0	103,8	4,0
Motor Gövdesi	101,8	98,0	3,9
Sargı (ortalama)	123,4	119,2	3,5
Mıknatıs	113,5	111,3	2,0

Motor gövdesi geometrisine kanatçık ekleme ile de motor içi sıcaklıklar düşürülebilir. **Şekil 4**'te alüminyum motor gövdesi yüzeyinin düz ve kanatçıklı olması durumunda komponent sıcaklıkları görülmektedir. Motor gövdesi, stator laminasyon sacları ve sargılarda yaklaşık 6°C'lik bir sıcaklık düşüşü gözlenirken rotor kısmında bariz bir sıcaklık düşüşü gerçekleşmemektedir. Bunun sebebi rotorun içinde 110°C sıcaklığında su dolaşmasıdır.



Şekil 4.

Kanatçık sayısı artırılarak ve ısı iletimliliği yüksek malzeme kullanılarak motor içi sıcaklık değerleri düşürülebilmesine rağmen, gerek malzeme maliyeti gerek kalıp maliyeti göz önüne alınarak gövde tasarımında optimizasyon yapılmıştır.

3. KONTROL KUTUSU TERMAL ANALİZİ

3.1. Amaç ve Yöntem

Sabit mıknatıslı motora akupule olan ve yüksek sıcaklıklardan etkilenen komponentleri barındıran kontrol kutusu da sirkülasyon pompasının termal olarak incelenmesi gereken diğer parçasıdır.

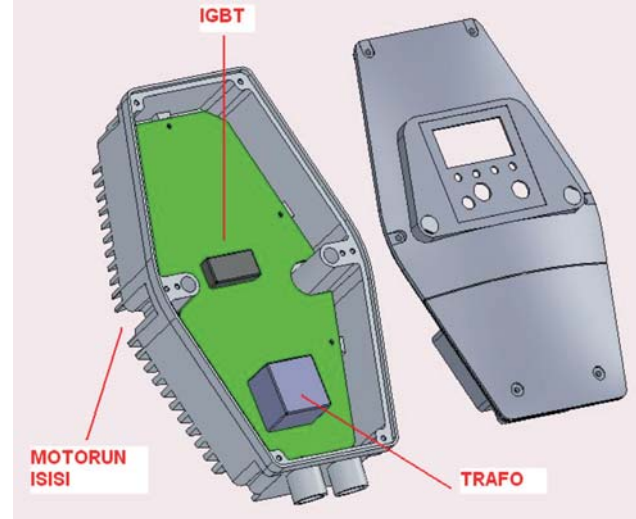
Kontrol kutusu; sabit mıknatıslı motorun sürücü devresinin yanı sıra motor gövdesinden gelen klemens bağlantılarını ve dışarıdan yapılan enerji kablosu, bina otomasyonu vb. bağlantılarının giriş-çıkışlarını barındırmaktadır.

Kontrol kutusu motor gövdesi üzerine monte edildiğinden, devrede oluşan ısınmayla birlikte motor dış yüzey sıcaklığına da maruz kalmaktadır. Devre ve motor kaynaklı bu ısının kutudan uzaklaştırılmaması durumunda kutu içi sıcaklığı devre elemanlarının dayanabildiği maksimum sıcaklığın üzerine yükselerek, elemanların zarar görmesine veya devre termik kontrolü ile motorun durmasına yol açabilmektedir. Her iki durumda da pompa devre dışı kaldığından kontrol kutusunun termal modellemesi yapılarak gerektiği takdirde kutudan ısı atılımını sağlayacak tasarımlar göz önüne alınmalıdır.

3.2. Modelleme

Kutunun termal analizi için ilk önce, kontrol kutusunun içine devre monte edilmiş haliyle katı modeli oluşturulmuştur. Kontrol devresi karışık bir yapıya sahip olduğundan devre üzerinde sadece termal analizi etkileyecek olan ısı üreten elektronik komponentler modellenmiştir.

Hızlı anahtarlama modülü olarak kullanılan IGBT devir sayısına bağlı olarak çok fazla açma kapama yaptığından devre üzerinde ısı kaynağı olarak tanımlanmaktadır. Devre üzerindeki diğer bir ısı üreten eleman ise trafodur. Trafo ve IGBT dışında, motorun ısı da kutunun motor gövdesine monte edilen yüzeyinden etkilmektedir (**Şekil 5**). Bu yüzeydeki sıcaklık ise daha önce gerçekleştirilen motor termal analizi sonuçlarından elde edilmektedir.



Şekil 5.

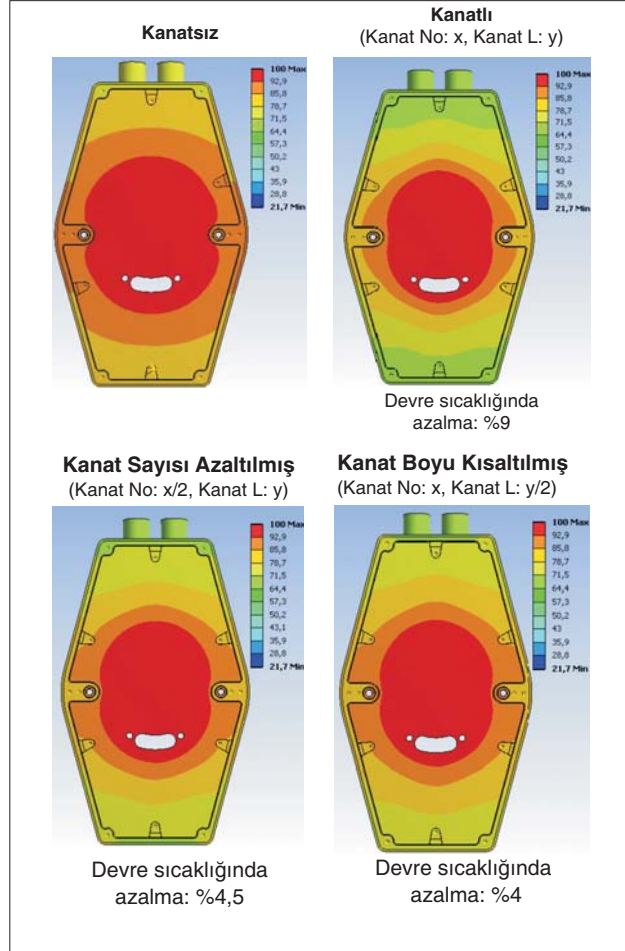
Kontrol kutusu analizi motor ile aynı şartlarda yani 110°C su sıcaklığı ve 22°C çevre sıcaklığı için yapılmıştır. Analiz SEY (sonlu elemanlar yöntemi) kullanan bir analiz programı ile gerçekleştirilmiştir.

3.3. Analiz Sonuçları

Devrede kullanılan elektronik parçaların kullanım sıcaklıkları ticari veya askeri standartlara uygunluğuna göre değişmektedir. Genel olarak ticari elektronik parçalar 0°C -70°C, endüstriyel (otomotiv) -40°C-85°C arası sıcaklıklarda çalışırken askeri standartlara uygun özellikteki parçaların çalışma sıcaklığı aralığı

-55°C-125°C'ye kadar çıkmaktadır[5]. Dolayısıyla kutu yüzeyinden atılan ısı miktarı, seçilecek elektronik parçaların kullanım sıcaklığını ve buna bağlı olarak maliyetini de etkilemektedir.

Kutunun arka yüzeyine kanatlar eklenerek kutu içi sıcaklık düşürülmeye çalışılmıştır. Şekil 6'da yapılan kanat çalışmaları sonucu devrenin oturduğu kutu iç yüzeyinin sıcaklık dağılımı görülmektedir.



Şekil 6.

Yapılan analiz sonucunda elde edilen devre sıcaklığındaki düşüş değerleri, devre homojen bir yapıda olmadığından ortalama değerler olarak alınmıştır. Buna göre devre elemanlarının istenilen sıcaklık aralığında kalması için kalıp ve malzeme maliyeti de göz önüne alınarak en uygun kanat tasarımı seçilmiştir.

4. SONUÇ

Yapılan çalışma ile sabit mıknatıslı motora sahip bir sirkülasyon pompasının motor ve kontrol komponentleri modellenerek sıcaklık dağılımı belirlenmiştir. Termal network yöntemi ile yapılan motor, ve sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan kontrol kutusu termal analizlerinden elde edilen sonuçlar ile tasarım aşamasındaki malzeme seçimi ve prototiplendirme safhaları hız kazanmış ve kolaylaşmıştır. Gerek duyulan yerlerde soğutma sağlayacak tasarım seçenekleri gözden geçirilmiş, maliyet faktörü de göz önüne alınarak optimizasyon sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Boglietti A., Cavagnino A., Staton D., Shanel M., Mueller M. And Mejuto C., "Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines", IEEE Transactions On Industrial Electronics, Vol.56, pp 871-875, March 2009
- [2] Ding X., Bhattacharya M. and Mi, "Simplified Thermal Model of PM Motors in Hybrid Vehicle Applications Taking into Account Eddy Current Loss in Magnets", Journal of Asian Electric Vehicles, Vol.8, p.1338, June 2010
- [3] Trout S.R., "Material Selection of Permanent Magnets, Considering Thermal Properties Correctly", Electrical Insulation Conference and Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, 2001 Proceedings, October 2001
- [4] <http://www.smma.org/PDFs/0100-00.pdf>
- [5] Pecht M., "Parts Selection and Management", pp.11-12, John Wiley & Sons, New Jersey, 2004.

SUMMARY

Due to the energy efficiency regulations and demand for energy-saving products, circulation pumps with permanent magnet synchronous motors have gained significance because of the high efficiency they provide. Heating of the components is an important criteria that must be considered during the design of a permanent magnet circulation pump. Because of motor losses and hot water circulation around the rotor, temperature rise of the components must be known for a successful design. It is important to know the accurate temperature distribution of the motor and control components to prevent deformation of the temperature sensitive parts as well as ensuring the efficiency of the motor. Thermal analysis help through the design phases such as; selection of materials, obtaining higher efficiency, cost reduction by means of miniaturization and optimization of the design.

In this study, thermal analysis of motor and control box are carried out by different methods. Modelling and analysing of the motor are done by using a software program using analytical thermal network (lumped circuit) method. Thermal network analysis is based on electrical analogy which is used in many engineering solutions. This method is preferred widespread for motor thermal analysis, for saving time according to other methods and giving accurate results. After the thermal analysis of the motor completed, effect of water temperature, magnet selection, motor insulation class determination, motor housing studies are carried out. To complete the thermal analysis of the pump, solid model of control box including heat generating circuit elements on pcb is generated. Thermal analysis of this model is performed by a finite element analysis (FEA) program. Analysis is carried out for different control box geometries to observe the effects of fins, found at the back surface of the box, to the temperature of pcb.

With the obtained analysis results, alternative materials and cooling options for motor components and control box are examined. Taking into account the costs for each material and cooling design, material selections and design is optimized.

RULMANLI ROTOR YAPISININ DİNAMİK MODELİNİN KURULMASI VE ANALİZİ

Onur ÇAKMAK

Koç Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü

Kenan Yüce ŞANLITÜRK

İstanbul Teknik Üniversitesi,
Makina Fakültesi

ÖZET

Bu bildiride, örnek bir bilyalı rulmanlı rotor sisteminin dinamik davranışları hem sayısal hem de deneysel metotlarla incelenmiştir. Bilgisayar ortamında ticari bir mekanik sistemler dinamiği yazılımı kullanılarak bilyalı rulman modeli kurulmuştur. Kurulan bu modeldeki temas yerlerinde oluşacak direngenlikler Hertz Teorisi yardımıyla hesaplanmış ve modellenmiştir. Daha sonra bir mil ve ucundaki bir diskten oluşan rotor ve rulman yuvaları da modele eklenmiştir. Burada kullanılan mil elastik kabul edilip Sonlu Elemanlar yöntemiyle modellenmiştir. Kurulan modeli doğrulamak amacıyla test düzeneği tasarlanmış ve titreşim ölçümleri alınmıştır. Sistemin farklı dönme devirleri için simülasyon ve deney sonuçları karşılaştırılmış ve kurulan modelin yüksek genlikli titreşimlerin ortaya çıktığı bölgeleri yeterli bir hassasiyetle temsil edebildiği gösterilmiştir.

1. GİRİŞ

Sanayileşmeyle birlikte artan gürültü seviyeleri insan sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Yasal yaptırımların yanında insanların konfor beklentileri de göz önüne alındığında çeşitli ürünler için yapı kaynaklı gürültü önemli bir kriter haline gelmiştir. Bununla birlikte, dönen makinelerde titreşimlerin incelenmesi makinenin sağlıklı çalışabilmesini sağlamak için çok büyük öneme sahiptir. Dönen makinelerin en önemli elemanlarından olan bilyalı rulmanlar tarafından üretilen ve aktarılan titreşimlerin incelenmesi özellikle kestirimci bakım ve hata tespiti gibi konular da göz önünde bulundurulduğunda incelenmesi gereken önemli bir konudur. Rulmanların toplam makine titreşimleri üzerine etkisi, kurulacak sayısal modellerle daha hassas tahmin edilebilirse, yeni tasarımlar veya tasarım değişiklikleri daha kolaylıkla ve yüksek güvenilirlikle yapılabilecektir.

Daha önceki birçok yayında hasarlı rulmanların yarattığı titreşimler incelenmiş ve bunları modellemek için analitik yaklaşımlar kullanılmıştır[1,2]. Ayrıca rulman içi radyal boşluk, bilya sayısı ve farklı önyüklem durumlarının etkileri de çeşitli araştırmacılar tarafından incelenmiştir[3-6]. Bunlarla birlikte, rulmanların bilgisayar ortamında dinamik modellerinin kurulması ile ilgili de bazı çalışmalar yapılmıştır. Wensing[7], Komponent Mod Sentezi (KMS) yöntemini kullanarak bilyalı rulman modeli oluşturmuştur. Bu modelde rulmanı oluşturan bileziklerin ve rulman yuvasının Sonlu Eleman

(SE) modelleri oluşturulmuş ve daha sonra bu modeller daha kısa çözüm sürelerine ulaşabilmek amacıyla dinamik özellikleri yansıtabilecek biçimde indirgenmiştir. Sopanen ve Mikkola[8,9] da bilyalı rulman modeli oluşturmuş ve oluşturdukları modeli bir elektrik motorunun titreşim modelinde kullanmışlardır. Ayrıca rulman titreşimlerinin deneysel yöntemlerle incelendiği çeşitli çalışmalar da bulunmaktadır[7].

Bu çalışma kapsamında Msc. ADAMS ticari yazılımı kullanılarak bir rulmanlı rotor modeli oluşturulmuştur. Çalışmanın ilk kısmında sadece bilyalı rulmanın dinamik modeli oluşturulmuş ve literatürdeki verilerle doğrulanmıştır. Burada rulman bilezikleri ve bilyalar rijit kabul edilmiş ancak birbiriyle temas ettikleri bölgelerdeki direngenlikler Hertz Teorisi yardımıyla bulunmuştur. Daha sonra, oluşturulan bu model rotor kısmı ve rulman yuvalarıyla birleştirilmiştir. Rotor, uzun bir mil ve ucundaki bir diskten oluşmaktadır. Rotor modelinin kurulumu sırasında mil elastik alınmış ve Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) yardımıyla modellenmiş, disk ise rijit kabul edilmiştir. Kurulan modeli doğrulamak amacıyla bir test düzeneği tasarlanmıştır. İlk aşamada hem sayısal hem de deneysel modeller için model analizler yapılmış ve elde edilen doğal frekanslar karşılaştırılmıştır. Daha sonra ise hem sayısal hem de deneysel olarak rotor sisteminin davranışı devir hızına bağlı olarak incelenmiş, Campbell diyagramları elde edilmiştir. Sayısal simülasyon sonucu elde edilen tahminler ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir.

Bu bildiri kapsamında ilk olarak bilyalı rulmanların dinamiği ve yarattıkları titreşimlerle ilgili teorik bilgiler özetlenmiştir. Daha sonra kurulan rulmanlı-rotor modeli tanıtılmış ve modelleme sırasında yapılan kabuller ve izlenen adımlar belirtilmiştir. Bir sonraki bölümde ise tasarlanan test düzeneği açıklanmıştır. Son olarak, hem deneysel hem de sayısal modellerden elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak irdelenip yorumlanmıştır.

2. TEORİ

2.1. Bilyalı Rulmanlarda Temas Direngenliği

Bilyalı rulmanlarda temas, iç ve dış bileziğin iç yüzeyleri ile bilyalar arasında meydana gelir. Bu temas bölgelerinde Hertz gerilmeleri adı verilen gerilmeler oluşur. Buralarda oluşan direngenliklerin ise sistemin dinamiğini önemli ölçüde etkilediği bilinmektedir. Bu çalışmada söz konusu direngenlikler Hertz Teorisi uyarınca hesaplanmış ve modele dahil edilmiştir. Hertz teorisi aracılığıyla

temas direngenliği hesaplanması ayrıntılı olarak Wensing[7] ve Sopanen[8] çalışmalarında değinmişlerdir.

2.2. Rulman Geçiş Frekansları

Tüm rulmanların bilezik yüzeylerinde, toplarının yuvarlaklığında problemler mevcuttur. Rulman döndüğünde, bu hatalar periyodik arıza/hasar frekansları oluştururlar. Bu frekanslar dönüş frekansının belirli katlarındadır ve rulman yapısının geometrisi ve bilya sayısı gibi parametrelerin fonksiyonudurlar. Bununla birlikte, rulmanlar büyük bir arıza olmamaları durumunda bile bilyaların geçişlerinden dolayı çeşitli frekanslarda titreşimler üretirler. Bu frekansların yapısal bir doğal frekansla çakışması durumunda da yüksek genlikli titreşimler meydana gelir.

Burada α temas açısı, d bilya çapı, d_m bilya merkezinin rulman merkezine mesafesi, n_i ve n_o iç ve dış bilezik dönüş devirleri ve N_b bilya sayısı olmak üzere, bir rulmanda dört önemli geçiş veya arıza frekansı mevcuttur:

- **İBBGF:** İç bilezik bilya geçiş frekansı (ball pass frequency of the inner race). Bilyalar iç bilezik üzerindeki bir bozukluktan geçerken oluşur.

$$İBBGF = \frac{N_b}{120} [(n_i - n_o)(d_m + d \cos \alpha)] \quad (1)$$

- **DBBGF:** Dış bilezik bilya geçiş frekansı (ball pass frequency of the outer race). Bilyalar dış bilezik üzerindeki bir bozukluktan geçerken oluşur.

$$DBBGF = \frac{N_b}{120} [(n_i + n_o)(d_m + d \cos \alpha)] \quad (2)$$

- **TKF:** Temel kafes frekansı (fundamental cage frequency). Bilyaları bir arada tutan kafesin dönme frekansındır.

$$TKF = \frac{1}{2} [n_i (1 - \frac{d \cos \alpha}{d_m}) + (n_o (1 + \frac{d \cos \alpha}{d_m}))] \quad (3)$$

- **BDF:** Bilya dönüş frekansı (ball spin frequency). Bir top üzerindeki bozukluktan kaynaklanan frekanstır.

$$BDF = \frac{N_b}{120} [\frac{d_m}{d} (n_i - n_o (1 - \frac{d \cos \alpha}{d_m}))^2] \quad (4)$$

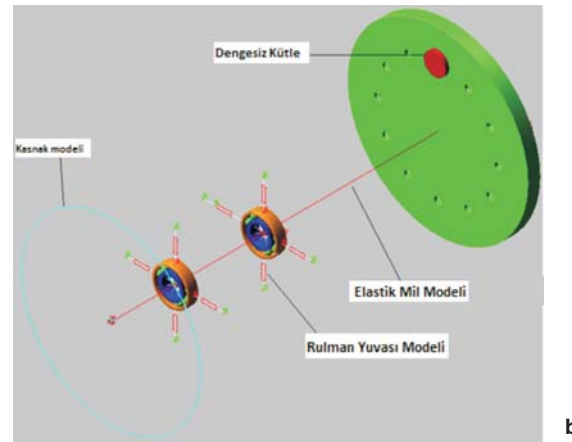
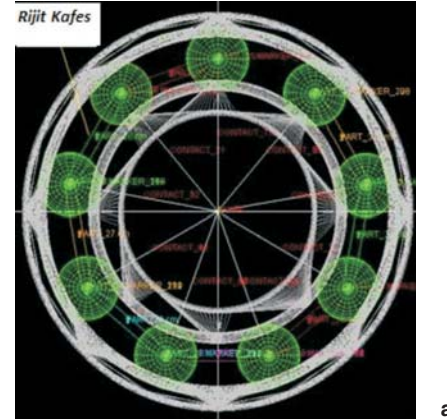
3. RULMANLI ROTOR YAPISININ DİNAMİK MODELİ

3.1. Bilyalı Rulman Modelinin Kurulması

Bu çalışmada, tek sıralı bilyalı rulman geometrisi seçilmiş ve Msc. ADAMS ticari yazılımı ortamında modellenmiştir. Model kurulurken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- İç ve dış bilezikler ve bilyalar rijittir.
- Temaslarda oluşacak direngenlikler Hertz Teorisi uyarınca hesaplanabilir.
- Kafes yapısı rijit bağlantı elemanları ile temsil edilebilir.
- Temaslarda yağ filminden kaynaklı direngenlik ve sönüm etkileri ihmal edilebilir.

Bu kabuller ışığında kurulan rulman modelinde bilezikler ve bilyaların birbiri üzerinde kaymadan döndüğü kabul edilmiş ve bu hareketin çizgisel bir yolu takip ettiği varsayılmıştır. Rulmanın iç bileziği, dış bileziği ve bilyaları aynı düzlemde kalacak biçimde tanımlanmıştır. Oluşturulan rulman modeli **Şekil 1a**'da gösterilmiştir. Model, kinematik olarak doğru sonuçlar



Şekil 1 a) Kurulan rulman modeli b) Birleştirilmiş rulmanlı rotor modeli.

vermekte ve rulman geçiş frekanslarını doğru bir şekilde yansıtabilmektedir.

3.2. Rotor Modelinin Kurulması

Rulman modelinin kurulmasından sonra, bir mil ve ucunda bir diskten oluşan bir rotor yapısı modellenmiştir. Mil, sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmiş ve elastik kabul edilmiştir. Modelleme sırasında çubuk (beam) elemanlar kullanılmıştır. Bununla birlikte disk rijit kabul edilmiştir. Bunun sebebi, diskin çok direngen bir yapıya sahip olması ve ilgilenilen frekans aralığında kütlesi nedeni ile atalet kuvvetinin ön plana çıkmasıdır.

Rulman modeli ile mil ve diskin birleştirilmesi sırasında dikkat edilmesi gereken bir başka husus da mil ve göbek (rulman iç bileziği) arasında tanımlanan bağlantıdır. Gerçekte iç bilezik dönme ekseninde etrafında dönme serbestliğinin yanı sıra belirli bir limit dahilinde dönme ekseninde dışta kalan eksenlerde de dönebilmektedir. Yani radyal eksenlerin etrafında tilt edebilmektedir. Bu durum hem rulmanın kısıtlı da olsa eksenel yük taşımasına ve çalışması sırasında oluşabilecek eksen kaçıklıklarının rulman üzerindeki etkisini azaltılmasına imkan sağlamaktadır. Bu çalışmada bu serbestlik iç bilezik mil arasına tanımlanmıştır. Böylelikle hem statik hem de dinamik durum için gerçeğe daha yakın sonuçların elde edilmesi öngörülmüştür.

Rulman ve rotor modelleri birleştirildikten sonra, titreşim karakteristiği üzerinde önemli etkisi olan rulman yuvalarının modele dahil edilmesi sağlanmıştır. Rulman yuvaları dikey ve

yatay eksenlerde farklı direngenlik ve sönüm özellikleri olan yay-damper mekanizmaları ile modelde temsil edilmişlerdir. Ayrıca bu mekanizmaların frekansa bağlı olan sönümleri de yine ADAMS programı dahilinde olan Frekansa Bağlı sönüm özelliği seçeneği kullanılarak modele dahil edilmiştir. Yuvalar için direngenlik ve sönüm değerleri deneysel yöntemlerle elde edilen Frekans Tepki Fonksiyonlarının analiz edilmesi ile eşde edilmiştir. Kurulan rulmanlı rotor modelinin son hali **Şekil 1b'**de gösterilmektedir. Ayrıca modelde gerçek sistemde güç aktarımını sağlayan kayış-kasnak mekanizması da gerçeğe eşdeğer ataletli bir disk yardımıyla temsil edilmiştir. Kayışın ise lineer olmayan etkileri hesaba katılmamış, deneysel verilerden elde edilen sabit bir direngenlik ve sönüm değeri ile sisteme ilave edilmiştir. Modelle ilgili bir diğer önemli husus da dengesizliğin temsildir. Bilindiği gibi dönen makina titreşimlerinde dengesizliğin etkisi oldukça büyüktür. Bu etki, dönüş frekansında titreşimler yaratarak kendini gösterir. Diskin üzerine dengesizlik ilave edebilmek için delikler açılmış böylece hem sayısal modelde hem de deneyler sırasında farklı dengesizlik senaryolarının izlenebilmesi sağlanmıştır.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE TEST DÜZENİĞİNİN TASARLANMASI

Deneysel doğrulama ve rulmanların genel makine titreşimlerine olan etkilerini inceleme amaçlı olarak bir test düzeneği tasarlanmıştır. Düzenek, **Şekil 2'**de gösterilmiştir. Düzeneğin alt kısmında ağır beton blok kullanılmış ve bu blok oldukça esnek olan elastik destekler üzerine yerleştirilmiştir. Böylece zeminden gelecek etkiler en aza indirgenmeye çalışılmıştır. Sistem bir elektrik motoru ile tahrik edilmiştir ve bu motor sistemden ayrı bir blok üzerinde sabitlenmiştir, böylelikle motordan sisteme aktarılan titreşimlerin minimize edilmesi hedeflenmiştir. Deneysel sistem; rulman yuvaları, disk, mil ve rulmanlar kolay bir şekilde demonte ve monte edilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Dengesizlik yaratmak amacıyla, diskin üzerindeki deliklere kütleleri bilinen cıvata ve somunlar eklenebilmektedir.

Deneysel çalışmalarda ilk olarak statik (dönmeyen) durum için, modal çekiç kullanarak Frekans Tepki Fonksiyonları (FTF) elde edilmiştir[10]. Buradan yapının doğal frekansları, sönüm



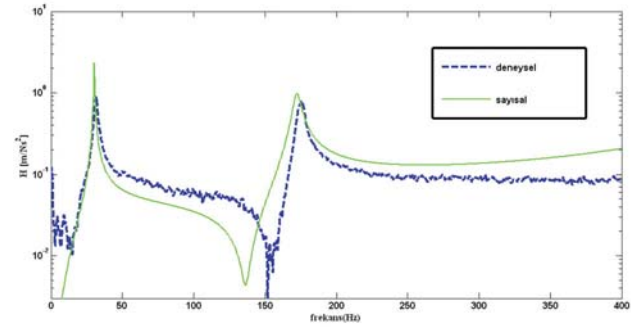
Şekil 2. Test düzeneği.

değerleri ve mod şekilleri elde edilmiştir. Sistemin farklı dönme hızlarındaki davranışları da Order Tracking Analizi (OTA) yöntemi ile incelenmiştir[11]. Bu yöntemi uygulamak için anlık devir sayısı bilgisi motorun üzerinde bulunan tako sensörü yardımıyla toplanmıştır.

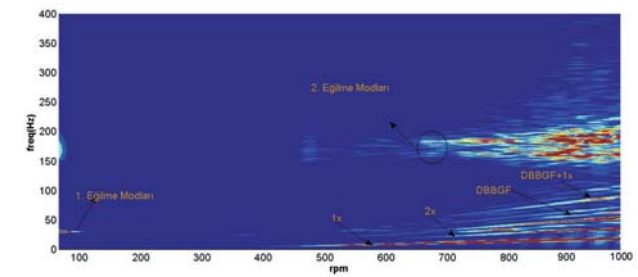
5. SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI VE DEĞERLENDİRİLMESİ

İlk olarak hem sayısal modelde hem de deneysel modelde Frekans Tepki Fonksiyonları (FTF) elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır (**Şekil 3**). Buradan görülebileceği dönmeyen durum için kurulan modelden alınan sonuçlar ile deneysel sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Böylece statik (dönmeyen) durum için model doğrulanmıştır. Bundan sonra sistem çalışma halindeki titreşimleri incelenmiştir. Kurulan sayısal ve deneysel modellerin her ikisine de disk üzerine 66 gr dengesiz yük yerleştirilmiş ve devir hızı sıfırdan 1000 d/dak dönme hızına kadar çıkarılmışlardır. Neticede, bu hızlanma periyodu için Campbell diyagramları elde edilmiştir. Sayısal ve Deneysel modellerden elde edilen Campbell diagramları sırasıyla **Şekil 4** ve **Şekil 5**'te gösterilmiştir.

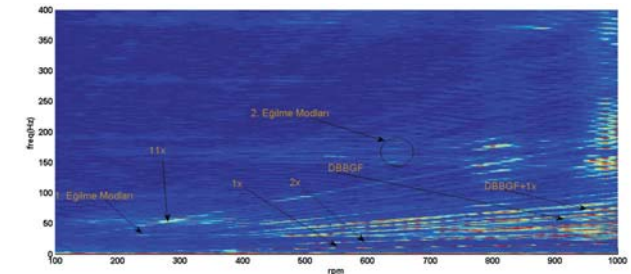
Her iki diyagramda da, sistemdeki dengesizlikten dolayı, dönüş devrinde yüksek genlikli titreşimler gözükmemektedir. Buna ilave olarak



Şekil 3. Frekans tepki fonksiyonlarının karşılaştırılması.



Şekil 4. Sayısal modelden elde edilen campbell diyagramı.



Şekil 5. Deneylerden elde edilen Campbell Diyagramı.

rulmanlı rotor sistemi devirin 2 katında da titreşimler üretmektedir. Ayrıca, DBBGF değeri ve yan bantlarında ve özellikle bu değerlerin doğal frekanslarla çakıştığı bölgelerde yüksek genlikli titreşimlere gözükmektedir.

150-200 Hz arasındaki bölgede ise yatay ve dikey doğrultudaki ikinci eğilme modlarına karşılık gelen doğal frekanslar vardır. Burada dikkat çeken nokta, dönme hızının düşük olduğu durumlarda birbirine çok yakın değerlerde olan bu iki doğal frekansın, sistemde hız arttıkça birbirinden uzaklaşmasıdır. Bu durum jiroskopik etkilerin sonucunda ortaya çıkmaktadır[12]. Bilgisayar ortamında oluşturulan model bu etkileri de kabul edilebilir bir yaklaşıklıkla tahmin edebilmektedir. Dönme hızının veya rulman geçiş frekanslarının katlarının bu bölgeye gelmesi durumlarında yüksek genlikli titreşimlerin ortaya çıkacağı görülmektedir.

Sonuç itibarıyla, bilgisayar ortamında kurulan sayısal modelin deneysel olarak elde edilen sonuçlara yakın sonuçlar verdiğini ve dönen sistemin farklı dönme hızlarındaki dinamik karakteristiğini kabul edilebilir bir yaklaşıklıkla temsil ettiği söylenebilir. Sistemin yüksek genlikli titreşimlere sahip olacağı çalışma koşulları ve rulmanların bu titreşimler üzerine etkileri belirli bir aralık için doğru tahmin edilebilmiştir. Bununla birlikte sisteme hem kayış-kasnak mekanizmasındaki hem de rulman içi temaslardaki lineer-olmayan özelliklerin eklenmesi ile model gerçeğe daha da yakın hale getirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Tandon, N., And Choudry, A. An Analytical Model For The Prediction Of The Vibration Response Of Rolling Elements Due To Localized Defect. Journal Of Sound And Vibration 205, 3(1997), 275-292.
- [2] Tandon, N., And Choudry, A. A Theoretical Model To Predict Vibration Response Of Rolling Elements Due To Distributed Defects Under Radial Load. Journal Of Vibration And Acoustics, 120, (1998), 214-220.
- [3] Tiwari, M. And Gupta, K. Effect Of Radial Internal Clearance Of A Ball Bearing On The Dynamics Of A Balanced Horizontal Rotor. Journal Of Sound And Vibration, 238, 5 (2000), 723-756.
- [4] Tamura, H. And Tsuda, Y. On The Static Running Accuracy Of Ball Bearings. Bulletin Of The Jsme, 28, (1985), 1240-1246.
- [5] Tiwari, M. And Gupta, K. Dynamic Response Of An Unbalanced Rotor Supported On Ball Bearings. Journal Of Sound And Vibration, 238, 5 (2000), 757-779.
- [6] Akturk, N., Uneeb, M. And Gohar, R. The Effects Of Number Of Balls And Preload On Vibrations Associated With Ball Bearings. Journal Of Tribology, 1119, (1997), 747-753.
- [7] Wensing, J. A. On The Dynamics Of Ball Bearings. Phd Thesis (1998), University Of Twente, The Netherlands.
- [8] Sopanen, J. And Mikkola, A. Dynamic Model Of A Deep Groove Ball Bearing Including Localized And Distributed Defects, Part 1: Theory. Journal Of Multi-Body Dynamics, 217, 4 (2003), 201-211.
- [9] Sopanen, J. And Mikkola, A. Dynamic Model Of A Deep Groove Ball Bearing Including Localized And Distributed Defects, Part 1: Implementation And Results. Journal Of Multi-Body Dynamics, 217, 4 (2003), 211-221.
- [10] Ewins, D. J., 2000. Modal Testing: "Theory, Practice And Application", Research Studies Press Ltd., UK
- [11] Gade, S., Herlufsen, H., Hansen H.K., 1995., "Order Tracking Analysis" Brüel & Kjaer Technical Review, No 2.
- [12] Goodwin J. M., 1989. "Dynamics Of Rotor-Bearing Systems", Unwin Hyman Ltd., London, U.K.

SUMMARY

Understanding the vibration generated and transmitted through ball bearings is a significant task when the global vibrations of a rotating machinery is to be analysed. The studies about ball bearing vibrations are generally focused on the issues of predictive maintenance, fault diagnostics and condition monitoring which are mostly interested in the defective bearings. However, when bearings are coupled with other structural components of a rotating machinery, bearings without any defect can also cause excessive vibrations due to the resonance characteristics. To observe the dynamic behavior and critical running speeds, a rotor-ball bearing system can be modelled and analysed with flexible parts. In this paper, a ball bearing model is built with multi-body system approach by using Msc. ADAMS commercial software. The dynamic behavior of the ball bearing is analysed. In order to model contact dynamics between balls and rings, Hertzian contact assumptions are used. The standalone ball bearing model is then coupled with the rotor model consisting of a shaft and a disc located at the free tip of the shaft. The shaft is assumed to be flexible, and modelled with three dimensional beam elements using Finite Elements Method (FEM). When the shaft is assumed to be flexible it is observed that the modal characteristics of the system changes depending on the rotation speed. The reason of this behaviour is related to the gyroscopic effects and they can be observed as forward and backward travelling modes with different natural frequencies in the proposed model.

For the experimental validation process, a test rig consisting of two ball bearings, a shaft and a disk is also designed and developed. The test rig is designed such that the ball bearing, shaft and disc components can be disassembled easily. This allowed replacing individual components quickly and made it possible to experiment with various components with different characteristics. The disc had some holes which allowed mounting mass for creating unbalance. A heavy block, is manufactured as a bench structure in order to provide a very stiff platform for the rotor-bearing system. This heavy block is filled with concrete and the top surface is grinded in order to obtain a smooth surface. The heavy block stands on soft supports. Modal analysis and order tracking analysis were carried out using the test rig. Both the modal results and Campbell diagrams obtained using experimental data are compared with the ones obtained from the theoretical model. In the light of the experimental data, the theoretical model is validated for the purpose of further analyses and research.

EKSENEL POMPALARDA PERFORMANSIN İÇ AKIŞ ÇÖZÜMLERİ İLE GELİŞTİRİLMESİ

Özgür CANBAZ

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Onur KONURALP

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Ülkemizin yüksek debili pompa gereksinimi giderek artmaktadır. Bu ihtiyacı karşılamak için özgül hızı yüksek olan pompaların tasarımı ve imalatının gerçekleştirilmesi ulusal sanayimizce zorunlu hale gelmiştir. Layne Bowler, üniversite işbirliği ile, bu gereksinimi karşılamaya yönelik, tasarım ve üretim çalışmalarını sürdürmektedir. Eksenel pompaların tasarımının yapıları itibarıyla radyal ve karışık akışlı pompalardan farklı olması nedeniyle bu tip pompalar farklı yöntemlerle oluşturulmaktadır. Bu çalışmada ön tasarımı yapılmış olan bir eksenel pompanın iç akış çözümleri incelenerek performans iyileştirilmesi, prototip üretimi öncesi yapılmıştır. Çeşitli tasarım parametreleri incelenerek son şekli verilmiş olan pompanın prototipi üretilmiş ve performans deneyleri yapılarak sayısal deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

1. GİRİŞ

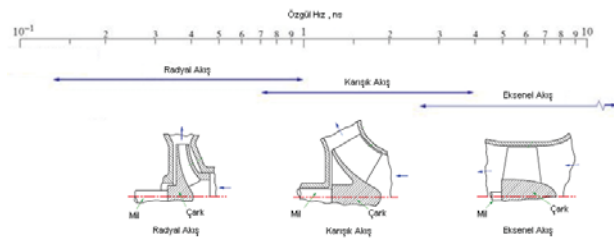
Bu çalışmada debisi 400 l/s ve basma yüksekliği 3.5 m olan, 1000 d/d'da çalışacak bir eksenel pompanın tasarım ve üretimi yapılmıştır. Kanatlar, bu tip pompalar için uygun airfoil profilleri kullanılarak oluşturulmuş, tasarımı biten çark ile uyumlu difüzör tasarlanmıştır. Eksenel pompalarda difüzördeki kayıpların incelenmesine yönelik, üç adet difüzör tasarımı üzerinde durulmuştur. Bu üç difüzör için, tasarlanan çark ile ayrı ayrı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD-CFD) analizleri gerçekleştirilmiş ve pompanın performans karakteristiği sayısal deneyler yapılarak çıkarılmıştır. HAD sonuçları üzerinde yapılan iç akış değerlendirmeleri sonrasında, en yüksek verimli olanı üretim amaçlı seçilmiştir. Pompanın üretimi sonrası gerçek deneyleri yapılmıştır. Bu deney sonuçları ile elde edilen pompa karakteristiği sayısal deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

2. EKSENEL POMPA TASARIM YAKLAŞIMI

Bir pompa tasarımı istenen debi ve basma yüksekliği değerleri ile başlar. Çalışma koşulları, üretim ve boyut sınırlamalarına göre belirlenen çalışma hızı ile, pompa için bir özgül hız tanımlanır. Özgül hız pompanın tipini belirler (Şekil 1). Bu pompalarda akışkan çarka teorik olarak eksenel yönde girer ve kanadı teorik olarak eksenel yönde terk eder. Tasarlanan pompanın özgül hızı (birimsiz) 4.7'dir.

Özgül Hız (birimsiz);

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{0.75}} \quad Q \Rightarrow m^3/s, H \Rightarrow m, \omega \Rightarrow rad/s, g=9.81 m/s^2 \quad (1)$$



Şekil 1. Özgül hızla ilgili çark tipleri.

Eksenel çarkların oluşturulmasında radyal ve karışık akışlı çarkların tasarımında olduğu gibi sonsuz sayıda kanat varsayımından hareket edilebilir.

Ön dönmesiz durum için Euler denklemi;

$$H_{th} = \frac{c_{u2}u_2}{g} \quad (2)$$

$$H_{th} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (3)$$

$$H_{th} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (4)$$

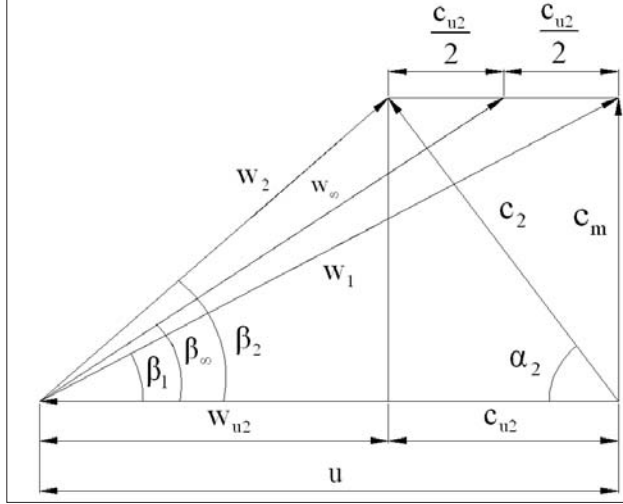
şeklinde yazılabilir. Burada w bağıl hız, u çevresel hız, c ise mutlak hızdır.

Eksenel çarklar için giriş-çıkış çapları aynı olduğundan (3) denkleminde çevresel hızların farkı sıfırdır ($u_1 = u_2$). (3) denklemi (4) olarak yazılabilir. Dolayısı ile eksenel pompalarda verilen enerjinin, mutlak hızın artırılması ve bağıl hızın düşürülmesi ile transfer edilebileceği görülebilir. Eksenel çarkların basma değerleri, aynı boyutlardaki ve aynı hızdaki radyal ya da karışık akışlı çarklara göre bu yüzden düşüktür.

Radyal ve karışık akışlı pompalarda kullanılan hesap yöntemi kanat katıllık (l/t - solidity, l-kord uzunluğu, t-adım) oranının yeterince büyük olduğu, β_2 çıkış açısı ve ona bağlı olarak kanat eğriliğinin büyük olduğu hallerde iyi sonuç verir. Oysa ki, eksenel pompalarda basınç sayısının küçük olması β_2 çıkış açısını küçültür. Bu ise kanadın daha yassı olması demektir. Aynı zamanda bağıl hızlar ve dolayısıyla kanat sürtünmeleri artacağından l/t katıllık oranını küçültmek gerekmektedir. Böylece artık tam anlamıyla kanat kanallarından bahsedilemeyeceğinden, bazı hallerde hala uygulanmasına rağmen, radyal ve karışık akışlı pompalardaki hesap yöntemini kullanmak güvenilir olmayacaktır. Bu durumda bağıl akış, sonsuza uzanan akışkan ortamında taşıyıcı kanat etrafındaki

akış gibi ele alınabilir. Bu hesap yolu ilk kez Bauresfeld tarafından uygulanmıştır[1]. Aerodinamik yöntem olarak adlandırılan bu yöntemde özellikleri deneysel sonuçlar ile elde edilmiş bilinen "airfoil profilleri" kullanılır.

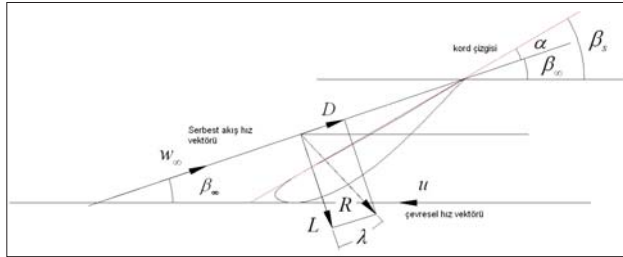
Şekil 2'de eksenel bir çark için hız üçgeni verilmiştir. c_m meridyonel hızı, girişte ve çıkışta eşittir.



Şekil 2. Eksenel çark için ön dönmesiz durumda giriş-çıkış hız üçgeni.

w_∞ hızı w_1 ve w_2 akış hızlarının vektörel ortalamasıdır.

Bu yöntemde, çarktan elde edilen basma yüksekliği ile airfoil kaldırma katsayısı (CL - Lift Coefficient) arasındaki ilişki kullanılır. Bu ilişkiye göre, çark kanadının farklı çaplardaki kesitlerine uygun airfoil profilleri seçilir ve β_∞ açısına karar verilir.



Şekil 3. Kanada etkiyen kuvvetler, akış açıları ve hızlar.

Akış hareketi içindeki bir kanada etkiyen kuvvetin iki ayrı bileşeni vardır. Bunlardan biri kanadı akış doğrultusuna dik yönde kaldırmaya çalışan kaldırma kuvveti diğeri ise kanada akış yönünde etki eden direnç kuvvetidir. Şekil 3'te, R kanada etkiyen bileşke kuvvet, L (Lift) kaldırma kuvveti, D (Drag) direnç kuvvetidir.

Kanat kuvvetleri yarıçap boyunca değiştiği için r yarıçapında sonsuz küçük dr kalınlığında bir dilim ele alınır. Bu dilimden geçen debi dQ'dur. Dolayısıyla kanat kuvvetinin o dilimde oluşturduğu güç, z kanat sayısı, t adımı belirtmek üzere:

$$dP = \rho g dQ H_{th} = \rho g z d r c_m H_{th} \quad (5)$$

Kanada etkiyen kuvvetlerin oluşturduğu güç aynı zamanda şöyle yazılabilir:

$$dP = z R d r \sin(\beta_\infty + \lambda) u \quad (6)$$

Denklem (5) ve (6) birbirine eşitlenirse:

$$H_{th} = \frac{R \sin(\beta_\infty + \lambda) u}{\rho g t c_m} \quad (7)$$

bulunur.

Kaldırma kuvveti:

$$L = C_L \rho \frac{w_\infty^2}{2} b l \quad (b=1) \quad (8)$$

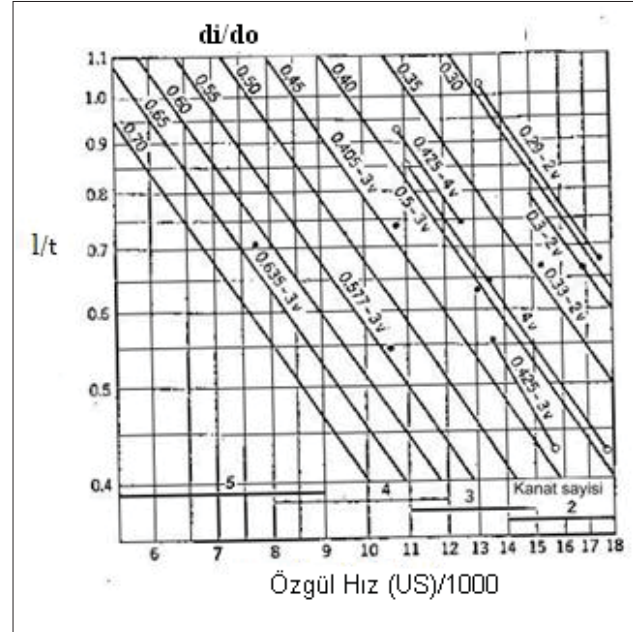
olduğuna göre ve (7) ile (8) kullanılarak;

$$C_L \frac{l}{t} = \frac{2 g H_{th} c_m \cos(\lambda)}{u w_\infty^2 \sin(\beta_\infty + \lambda)} \quad (9)$$

bulunur.

Denklem (9) kullanılarak kanadın kaldırma katsayısı ve l/t arasındaki ilişki bulunabilir. Bu durumda $CL.l/t$ değeri hesaplandıktan sonra l/t oranı seçilip kaldırma katsayısı (CL) bulunur ve hesaplanan CL değerine uygun bir taşıyıcı kanat profili seçilir. Bu seçim yapılırken kayma oranının (λ) yani direnç katsayısının (CD), kaldırma katsayısına oranının küçük olmasına dikkat edilmelidir.

Şekil 4'te, l/t, d/d_o (d_i-iç çap, d_o-dış çap), oranı ve kanat sayısının özgül hızla göre değişimi verilmiştir.



Şekil 4. Özgül hızla göre d/d_o, l/t ve kanat sayısı seçimi[2].

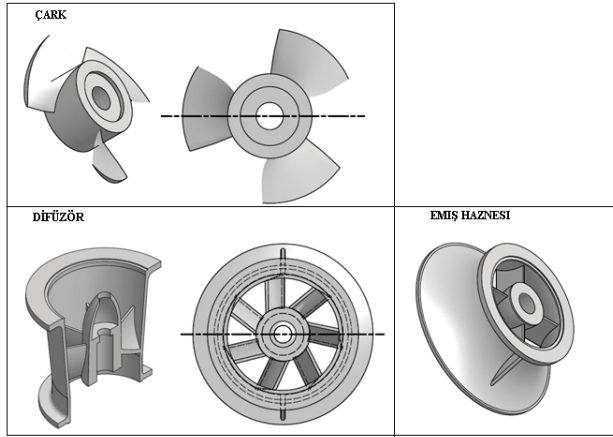
Kanatlar araştırma kuruluşlarında geliştirilen, denenilen ve uygunluğuna karar verilen profil biçimlerine göre profilendirilirler. Göttingen ve NACA profilleri çok yaygın olarak kullanılan ve özellikleri bilinen profillerdir.

Bu profillerin bilgileri yapılan deneysel çalışmalar sonucunda çıkartılmış ve profil koordinatları ile birlikte birçok kaynaktan belirtilmiştir. Kalın profiller ince profillere oranla daha fazla kayba sebep olurlar ve bunun sonucu olarak da daha düşük bir verim elde edilir[1]. Fakat ince profil seçimleri için dayanıklılık ve üretim sınırlamaları vardır.

3. HAD ANALİZİ

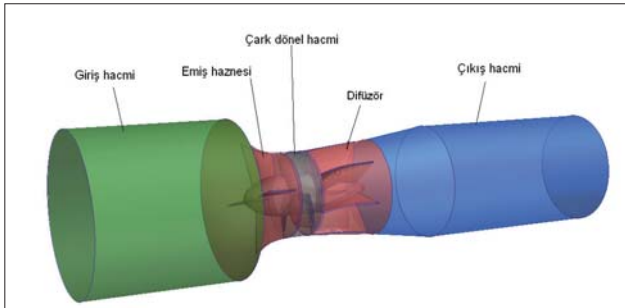
Akışkanlar mekaniği problemlerinin analizine yönelik geliştirilen sayısal yöntem ve algoritmaların kullanıldığı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımları, tasarımcılar için çok yararlı bir yardımcı durumuna gelmiştir. Bu yazılımlar ile üretim öncesi tasarımcı, ofis ortamında sayısal deneyler ile performans tahminleri ve tasarım iyileştirmeleri yapabilir. Böylece tasarımdaki problemlerin incelenip düzeltilerek, performansın iyileştirilmesi sonucunda maliyet açısından önemli bir kazanç sağlanabilmektedir. Yapılan her tasarımın kendi içinde karşılaştırılma olanağı tasarımcı için de büyük bir deneyimin oluşmasına katkı sağlamakta, alınan gerçek test sonuçları ile yapılan karşılaştırmalar da ileriki çalışmalar için birikim oluşturmaktadır.

Firmamızda katı modellerin hızlı ve hatasız bir şekilde yapılabilmesi amaçlanmış ve katı model hazırlama süresinin kısaltılmasına yönelik bazı ek ara programlar geliştirilmiştir. Tasarımdan analize geçiş süresinin azaltılması tasarım ve diğer adımlar için daha fazla inceleme zamanının oluşmasına olanak sağlamıştır. Tasarım ardından, çark ve difüzör kanat yüzeylerinin oluşturulması için firma bünyesinde CAD programı ile uyumlu makro yazılımları geliştirilmiştir. Bu şekilde analize hazır, hatasız katı modeller elde edilebilmiştir. **Şekil 5**'te analiz için hazırlanan katı modeller görülebilir.



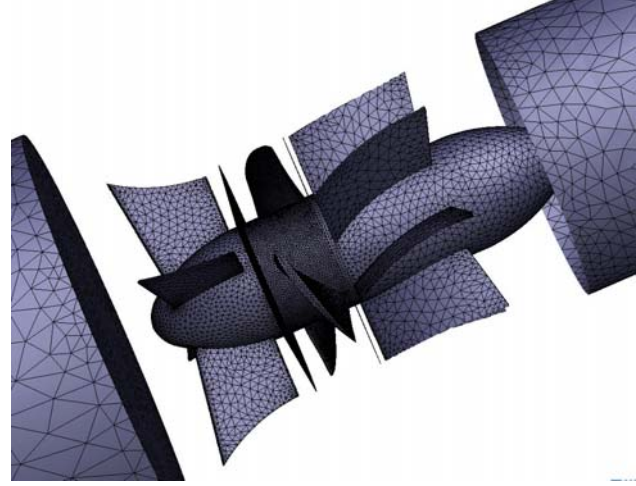
Şekil 5. Katı modeller.

HAD analizleri için bu çalışmada CFdesign yazılımı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanan bu yazılım akışkanlar mekaniği problemleri için en çok kullanılan programlardan birisidir. Sayısal ağ ile örülen modele uygun sınır şartları tanımlandıktan sonra analiz başlatılır. Çözüm sırasında yakınsama grafikleri kontrol edilmelidir.



Şekil 6. Akış hacimleri.

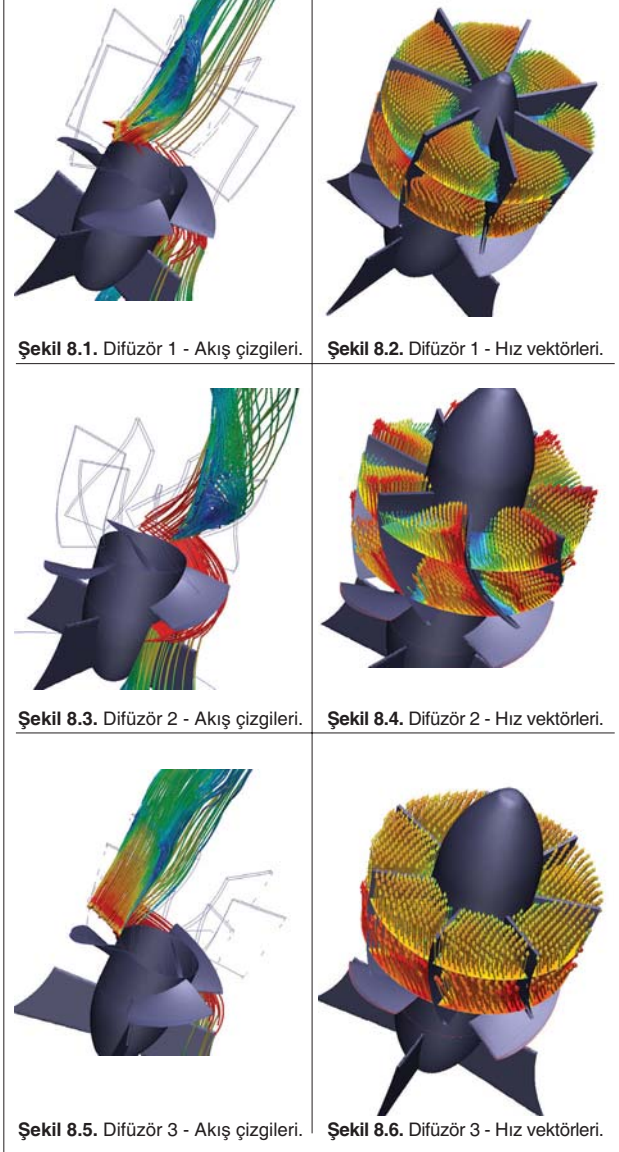
Modeldeki kompleks geometri ya da sayısal ağın yetersiz olması çözüm kümesini yanlış sonuçlara götürebilir. Bu yüzden model mümkün olduğunca basit ve sayısal ağ gerekli yerlerde yeterince ince olmalıdır. Sayısal ağda kullanılan eleman sayısı bilgisayar kapasitesine bağlı olduğundan, eleman sayısı farklı sayısal ağ kullanılarak elde edilen sonuçlar birbiri içinde karşılaştırılmalıdır. **Şekil 7**'de eksenel pompa için yapılan analizlerde kullanılan sayısal ağ görülmektedir.



Şekil 7. Sayısal ağ.

Üretilen ve de test edilen eksenel pompa birçok karşılaştırmalı tasarımların sonucunda ortaya çıkmıştır. Bu çalışmada eksenel pompalar için uygulanan bir tasarım yöntemi ile çark tasarlanmıştır. Tasarlanan bu çark ile uyumlu olacak üç adet difüzör tasarlanmıştır. Bu difüzörlerin içinden en iyisi karşılaştırmalı analizlerin sonucunda seçilmiştir. Difüzör kanatlarının konumu ve çıkış alanı optimize edilmeye çalışılmıştır. Birinci tasarımdaki alan oranı (difüzör çıkış alanının giriş alanına oranı) diğer iki çalışmadakinden daha büyüktür. İkinci ve üçüncü tasarımdaki alan oranları aynı fakat kanat giriş açıları ikincide, üçüncüye göre daha küçüktür. Birinci ve üçüncü tasarımların kanat giriş açıları ise aynıdır. Öntasarımda önerilen yaklaşımlar ile teorik olarak fan çıkış açılarına uygun difüzör için kanat giriş açısı hesabı yapılmıştır. Fakat akışkanın difüzöre giriş açısı hesaplanandan sapabilmektedir. Bu açının değişiminin etkisinin incelenmesi için kanat giriş açısı değiştirilerek ikinci difüzör kanadı oluşturulmuştur. Devam eden oynar kanatlı çark-sabit kanatlı difüzör çalışmalarımızda da bu gözlemden yararlanılmaktadır. Bu üç çalışmada difüzör tasarımında çıkış alanının etkisi (yavaşlayan akışın etkisi) ve kanat giriş açısının etkisi gözlenmeye çalışılmıştır.

Şekil 8'de üç pompa için de yapılan analizlerin sonucunda difüzör üzerindeki akış çizgileri ve hız vektörleri verilmiştir. Birinci difüzörde akış, kanadın arkasında ve göbeğe yakın bölgelerde ayrılmıştır. Akış çizgilerinden de görüldüğü gibi geri akış mevcuttur. İkinci difüzörde akışın büyük bir bölümü kanadın ön tarafından ayrılmıştır. Buradan akışın kanada giriş açısının, kanat açısından daha büyük olduğu anlaşılmaktadır. Kanadın ön tarafındaki bu geri akışlar akışı bloke etmiştir bu yüzden verim ve basma yüksekliği daha düşük çıkmıştır. Üçüncü difüzörde kanadın akış ile diğer iki tasarıma göre daha uyumlu olduğu görülmektedir. Kanat çıkışında diğerlerine göre daha düzgün bir akış söz konusudur. Akış çizgilerine bakıldığında kanat arkasında gözlemlenen akış bozuklukları bu difüzörün de



Şekil 8.

iyileştirilebileceğini göstermektedir. Bundan sonraki çalışmalarda bunun üzerinde durulacaktır. Tasarım noktasında (400 l/s'de) hesaplanan basma yüksekliği sonuçları **Tablo 1**'de verilmiştir.

Tablo 1. HAD Sonuçları		
Difüzör	Debi (l/s)	Basma Yük. (m)
1	400	3.45
2	400	3.2
3	400	3.65

HAD sonuçlarına göre hesaplanan verim değerlerine bakıldığında en düşük verim, akış problemlerinin en fazla olduğu ikinci difüzör ile yapılan analizlerde bulunmuştur. Birinci difüzör ile yapılan analizlerde verim yak. % 6.7 daha fazladır. Bu durumda en iyi verim değeri, beklenildiği gibi üçüncü difüzör ile yapılan analizlerde çıkmıştır. Birinci difüzörden yak. % 4.9 daha fazla olan bu pompa üretilmiş gerçek testi yapılmıştır.

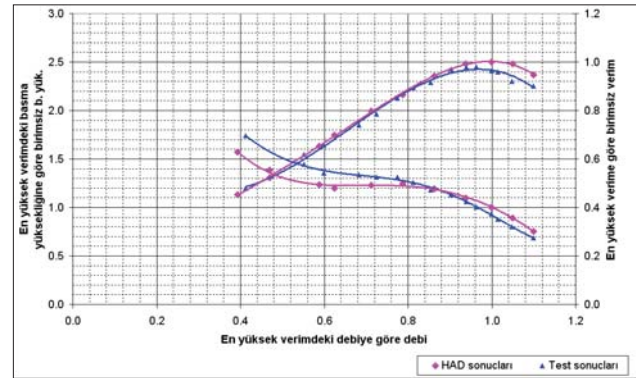
4. SONUÇ

Eksenel pompa tasarlanmış, iç akış çözümlerinden elde edilen sonuçlarla tasarım geliştirilmiş ve prototip imali yapılarak gerçek testi ile performansı değerlendirilmiştir. Bu çalışmada tasarlanan çarka en uygun difüzörün seçilmesi için karşılaştırmalı analizler yapılmıştır.

Eksenel çarkların tasarımı yapılırken ana ölçülere karar verildikten sonra, uygun kanat profilinin seçimi önemlidir. Seçilen profillerin ise amaca uygun sonuç vermesi büyük ölçüde l/t (kanat katınlığı) ve β_{∞} açısına bağlıdır. Kanat yüklenmesi ve tepki derecesi dikkate alınarak yapılan hesaplar ile ortaya çıkan değerlere uygun profil seçiminin ardından kanat konstrüksiyonu yapılmıştır. Oluşturulan bu çarkın istenen değerlerde çalışabilmesi için çarktan dönerek çıkan akışın düzeltilip yavaşlatılması için kullanılan difüzörlerin tasarımı dikkatli yapılmalıdır.

Üç difüzör ile yapılan karşılaştırmaların sonucunda elde edilebilecek çıkarımlara göre, difüzörde hızın aniden yavaşlatılmaması gerektiği, difüzöre girişteki akışa uygun bir kanat geometrisinin teorik gerekliliği sayısal analizler ile de gözlenmiş ve bu parametrelerin verimi ve basma yüksekliği nasıl etkilediği incelenmiştir.

HAD sonuçlarına göre, birinci difüzörde olduğu gibi çıkış alanın daha büyük olması, akışkanın çeperden kolay ayrılmasına ve dolayısıyla kayıpların daha büyük olmasına neden olmuştur. İkinci difüzörde çıkış alanı daha küçük fakat kanat giriş açısının küçük olması da akışın kanadı takip edememesine neden olmuştur. Bu durumda iki tasarımın birleştirilmesi ile oluşturulan üçüncü difüzör en iyi çözüm olarak görülmektedir.



Şekil 9. Gerçek test ve analiz sonuçlarının karşılaştırması.

Üretilen pompanın test sonuçları ve HAD sonuçlarının en iyi verim noktasındaki değerlere göre karşılaştırması Şekil 9'da gösterilmiştir. Analizi yapılarak tüm karakteristiği çıkarılan pompanın gerçek test sonuçları ile uyumu da görülebilir.



Şekil 10. Üretilen pompanın çark ve difüzörü.

KAYNAKLAR

- [1] Pflieiderer, C., Petermann, H. (1978) Akım makinaları. Çeviren Edis K., Tekin Y., İTÜ Makina Fakültesi Yayını, İstanbul.
- [2] Stepanoff, A. J., (1957), Flow Pumps, Design and Application, John Wiley & Sons, Inc.
- [3] Lazarkiewicz, S., Troskolanski, A. T., (1965), Impeller Pumps, Pergamon Press
- [4] Gulich, J. F., (2008), Centrifugal Pumps, Springer Berlin Heidelberg, New York
- [5] CFDesign user's guide version 2011 (2011) Blue Ridge Numerics, Inc., Charlottesville.
- [6] Pflieiderer, C., (1960), Kreiselpumpen, Springer-Verlag
- [7] Sayers, A.T., (1990), Hydraulic and compressible flow turbomachines, McGraw-Hill Book Company, London

SUMMARY

Axial pump is designed, developed with the results obtained from CFD analysis and manufactured. The performance of the pump is investigated with the test data's. In this study, analysis are performed to select the most appropriate diffuser consistent with the designed impeller.

After deciding the main dimensions while establishing the design of an axial impeller, a proper profile selection is important. The consistency of the selected profiles with the purpose, is highly dependent on solidity and the approach flow angle. Blade construction is performed with the values obtained from the calculations with taking into account of the blade loading and degree of reaction. After construction of the impeller, the diffuser design should be achieved carefully because of the existence of swirling and fast flow leaving the impeller. This flow should be guided and decelerated.

With the results of the comparison of the three diffuser design, at the diffuser, flow should be decelerated slowly and it should be necessary to develop an appropriate blade geometry for guiding the flow perfectly at the entrance. In this study how these parameters affect the head and efficiency is investigated. According to CFD results, in the first diffuser, the adverse pressure gradient due to the large area ratio causes separation from the boundary layer easily and the viscous losses are high. At the second diffuser the area ratio is small but the small blade angle with respect to the flow angle causes separations and the flow can not be guided well. In this situation the third diffuser, combination of the previous two design seems to be the best solution. Even if they are small enough with respect to other diffuser, the existence of the back flow in the third diffuser shows that it can be optimized too.

HVAC TESİSATLARINDA BALANS VANASI KULLANIMI

Süleyman TOKAY

Duyar Vana Mak. San. ve Tic. A.Ş.

ÖZET

Balans vanaları; merkezi sistem sıcak sulu, kalorifer ve soğuk su tesisatlarının kolon tesisatlarında kolonlar arasındaki dengenin sağlanmasında kullanılan en önemli ekipmandır. Sistemin her noktasında istenilen sıcaklıkların elde edilebilmesi için o noktalarda doğru debilerin sağlanması gereklidir. Bu amaçla ısıtma-soğutma sistemlerinde dolaşan suyun dengelenmesi yani balanslanması gerekmektedir.

Balans vanaları; karınlı globe vananın ana tasarım özelliklerine sahip, akış özelliklerinin ön plana çıktığı, basınç farkı ve volan turunun net bir şekilde belirtilmesi gereken bir ekipmandır.

Ürün, "Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği" yöntemi kullanılarak yapılan analiz sonuçları % 100 dikkate alınarak yapılan tasarım aşaması ve prototip aşamasında gerçek ortam testleri ile tasarım doğrulama aşamasından geçmiştir.

1. BALANSLAMA NEDİR?

Hidrolik devrelerde ihtiyaç duyulan debiyi elde etmek için yapılan ölçüm ve kontrol işlemlerinin bütününe "balanslama" denir.

Herhangi bir mekanik tesisat; ister ısıtma, ister soğutma için tasarlanmış olsun, uygun bir şekilde yapılandırılmalı ve en iyi verimi elde edecek tasarım değerlerinde balanslanmalıdır. Sistem doğru şekilde balanslanmadığında tesisatta eşit olmayan debi dağılımı görülecektir. Böylece tesisatın genelinde istenilen ısıtma veya soğutma olması istendiği şekilde sağlanamayacaktır. Bu sebeple balanslama yapılmayan tesisatta büyük enerji kayıpları meydana gelecektir. Örneğin balanslama yapılmamış bir sistemde odalar arasında 8 °C'lik fark yaklaşık olarak % 35 enerji kaybına tekabül etmektedir. Sağlıklı bir balanslama tesisattaki enerji kayıplarını ve buna bağlı olarak maliyetleri minimize eder.

Tesisat, projelendirme aşamasındayken hesaplanan basınç düşümleri gerçeğiyle birebir olmaz. Kullanılan borulardaki sürtünmeye bağlı unsurlar (iç pürüzlülük), dirsekler ve dönüş noktalarında yaşanan kayıplar hesaplanan değerlere göre farklılık gösterir. Bu sapmalar balanslama ihtiyacını doğurur.

Mekanik tesisata tasarlanan dizayndan farklı olarak yeni bir hat ilavesi veya hesaplanandan farklı bir dolaşım şeklinin ortaya

çıkması, sistemde öngörülen debi değerini değiştirdiğinden balanslama ihtiyacı duyulur.

Öte yandan tasarlanan tesisatta kullanılacak olan cihazların, vanaların veya diğer ekipmanların basınç kayıp katsayıları aynı ekipmanlar için bile olsa firmalara göre farklı akış değerlerine sahiptir. Sisteme bağlanan ekipmanın akış değerleri sadece kabul edilerek yapılır. Bu sebeple gerçek değerler tam olarak bilinemez. Bu durum balanslama yapılması ihtiyacına sebep olur.

Birimlerdeki sıcaklık değerlerindeki değişkenlik, özellikle düşük yük değerlerinde belirgin bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Bu istenmeyen durumu gidermek için balanslama yapmak zorunluluğu ortaya çıkmaktadır. Tesisatta meydana gelen hatalar (tıkanıklık, bükülme, kırılma, pislilik) nedeni ile gerekli yerlere akışkanın sevinde yaşanan sorunların tespit edilmesini sağlamak için de balanslama yapılması gereklidir.

Balanslama yapıldığında ise; ısıtma yapılıyorsa ısıtıcı, soğutma yapılıyorsa soğutucu da doğru akış ve sistemin tamamı için istenen akış değerleri ve tesisattaki ana hat ve ikincil hatların akış değerleri ile de maksimum uyumluluk sağlanmış olacaktır. Böylece oda sıcaklığı belirlenmiş sapmalar dahilinde ayarlanabilir. Tesisatın iyi koşullarda bulunmasından dolayı enerji tasarrufu sağlanmış olunur. Ayrıca gerekli oda iç sıcaklık değerleri temin edilir.

Üretim ünitesinin her bir kazan ya da soğutucu içinde tasarım akış miktarının temini için balanslanması gerekir. Çoğu zaman her bir üniteye debinin sabit tutulması gerekir. Dalgalanmalar verimliliği düşürür. Üretim birimlerinin ömrünü azaltır ve etkin kontrolün sağlanmasında sorun oluşturur.

Dağıtım sistemine ait bütün terminaler tesis üzerine gelen yükler ne olursa olsun, asgari tasarım debisini alabilecek düzeyde balanslanmış olmalıdır.

Kontrol sistemleri balanslanarak kontrol vanalarının sağlıklı bir şekilde çalışmaları sağlanmalıdır. Ayrıca ana ve tali debilerin uyumu da sağlanmalıdır. Balanslama dinamik ve statik olmak üzere iki yöntemle yapılmaktadır.

1.1. Dinamik Balanslama

Dinamik sistemlerin balanslanması hızlı ve kolaydır. Belirtilen debi miktarının doğru bir şekilde önceden ayarlanması gerekli olan tek unsurdur.

Avantajları: Debinin değişmesi sonucu sistemde oluşacak fark basınç değişikliğini algılayarak, vana giriş ve çıkışı arasındaki fark basıncı kontrol ederek, debinin tasarım değerlerini aşmasını önlerler. Bu tür balans vanaları kullanılan tesisatlarda eklemeler veya çıkarmalar yapıldığında, genelde yeni şartlara göre tekrar ayara gerek duyulmamaktadır.

Dezavantajları: Bu vanalar fark basıncı kontrol altında tutma esasına göre çalıştıklarından, klape stroğu farklılık gösterebilir, hassas debi ölçümü mümkün değildir.

1.2. Statik Balanslama

Statik balans vanaları kullanılarak elde edilir. Bu cihazlar bir balanslama prosedürü dahilinde sistemdeki akışkanın debisini ölçmeye ve ayarlamaya olanak sağlarlar. Bu vanaların özelliği değişebilen orifis alanının elle ayarlanarak statik bir Kv değerine sabitletmesinden ibarettir.

Statik balanslama yönteminin iki temel prensibi vardır. Alt devrelerin birindeki vanada yapılan ayarlama sadece sözü edilen alt devrede değil, sistem içindeki diğer devrelerdeki debiyi de değiştirir. Eğer böyle bir ayarlama bu alt devredeki debiyi azaltıyorsa, debi başka bir noktada artıyor demektir. Eğer akışkan birçok kola sahip bir boruda akıyorsa, her koldaki debinin toplam debiye oranı, toplam debinin değişimine bakmaksızın sabit kalır.

Bu prensipler kullanılarak her bir alt devrenin kabul gören sapma değerleri içinde tasarım debisini yakaladığı bir sistem tesis edilebilir. Statik sistemlerde balanslama için her bir alt devreye, dağıtım ve ana hatları başına ve besleme hattına birer balans vanası gereklidir.

Herhangi bir binanın ısıtma ve soğutma sistemleri mekanik tesisatın tüm bölümlerine doğru miktarda ısıtılmış ya da soğutulmuş akışkanı vermek için tasarlanır. Bununla birlikte bu tasarım debisini sağlayabilmek, balans vanası kullanmadan mümkün değildir.

Statik balans vanaları, temelde bir oturmalı tip glob vana ve KVS (tam açık vanada debi faktörü) ve KV (vananın herhangi bir pozisyonunda debi faktörü) değerleri hassas olarak belirlenmiştir. Vana volanında klape pozisyonunu (stroku) gösteren bir kadran vardır. Ayrıca, vana giriş ve çıkışı arasında oluşan fark basıncın ölçülebileceği, ölçüm uçları (portları) bulunmaktadır.

Böylece, vananın herhangi bir açıklığında, akışın yarattığı fark basıncı ölçerek, bu strok için vananın Kv değerini de bildiğimizden, vananın içinden geçen debiyi tam olarak öğrenmek ve debi ayarlarını buna göre yapmak mümkün olmaktadır.

Avantajları: Statik balans vanaları ile, hem tesisatın ilk ayarı sırasında, hem de işletme sırasında bir sirkülasyon problemi yaşandığında, cihaz ve hatlardan tasarım debisinin geçip geçmediğini güvenilir bir şekilde tespit etme ve problemi teşhis etme şansı elde edilir.

Dezavantajları: Bu tür balans vanaları, hidronik sistem devreye alındığında ayarlanırlar ve bu ayarları sabit kalır. Vana mil veya klapesi sistem çalışırken yer değiştirmez. Bu, vananın Kv değerinin çalışma sırasında devamlı sabit kaldığı anlamına gelmektedir. Dolayısı ile statik balans vanaları sadece; sabit debili sistemlerde veya fark basıncın frekans konvertörlü pompalarla sabit tutulduğu hidronik sistemlerde kullanılabilirler. Tesisatta eklemeler veya

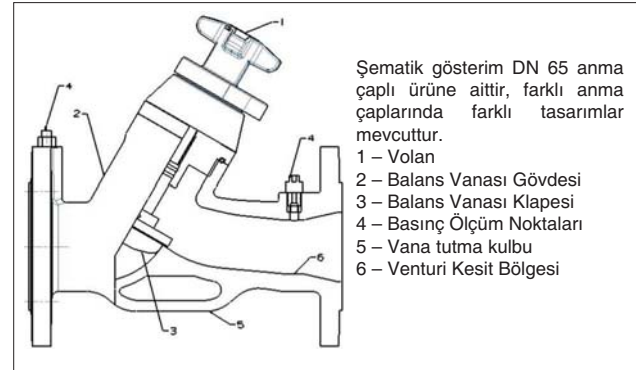
çıkarmalar yapıldığında, bu tür balans vanalarının yeni şartlara göre tekrar ayarı gerekmektedir.

Her statik balans vanasının kendine özgü akış karakteristiği vardır. Bu karakteristik vanaya ait akış diyagramlarında net bir şekilde görülmektedir.

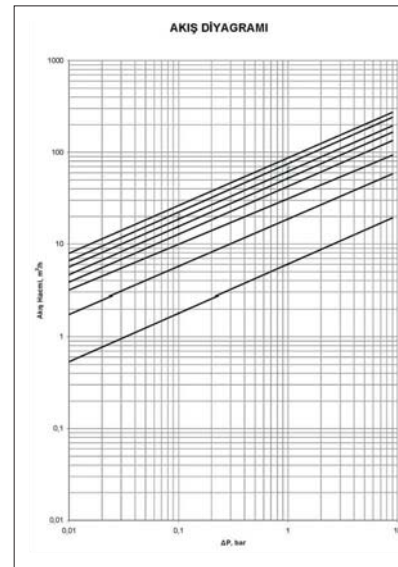
Faydalı Model Belgesine sahip Pik Statik Balans Vanasına ait belirli parça ve bölgeler **Şekil 1**'de gösterilmiştir.

Şekil 2'de statik bir balans vanasına ait akış diyagramı verilmektedir. Kullanıcı bu diyagramdan yararlanarak vananın akış sınırları içinde tesisatında istediği debi değerine ulaşabilir. Bunun için yapması gereken; akış diyagramını kullanarak hedeflediği Δp 'yi (basınç farkını) ve dolayısıyla buna bağlı olan debiyi istenen değere getirmektir.

Statik balans vanaları genel olarak üzerlerinde iki adet ölçüm portları taşırlar. Bu ölçüm portlarından yararlanılarak basınç farkı ve debi değerleri öğrenilebilir. Bunun için her markanın kendi akış diyagramlarını içeren elektronik ölçüm cihazları kullanılır. Bu cihazlar girdi olarak portlardan gelen verileri ve kullanıcının yapmış olduğu seçimleri alırlar. Bu seçimler vananın cinsi, anma çapı, istenen debi yada basınç farkı gibi bilgiler içerebilir. Bu girdiler ışığında cihaz kullanıcıya ayar seviyesini gösterir.



Şekil 1. Balans vanası şematik resmi ve parçaları.



Şekil 2. Balans vanası akış diyagramı.

Kaliteli bir statik balans vanasının sahip olması gereken özellikler şunlardır:

- Yüksek kontrol için geniş ayar aralığına sahip olmalı,
- % 5'den fazla olmayan sapma miktarı olmalı,
- Kullanımı kolay ve anlaşılır akış diyagramları içermeli,
- Göstergeleri anlaşılır ve kolay okunabilir olmalı,
- Ayarlanabilir kilit mekanizmasına sahip olmalı.

2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

Genel kullanımı itibarıyla, pompa ve vana sektöründe 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 CFdesign programı kullanılmıştır. UG NX programı altına adapte edilebilen yapısıyla dizaynlarda bütünlük olarak analiz yapılmasına izin vermekte ve bu sayede tasarım ve analiz hızını daha da artırmaktadır. Hesaplar, analiz yapılan vana için girişte 3d, çıkışta 10d mesafeden ölçüm yapılarak gerçekleştirilmiştir. Tüm hesaplar yapılırken, döküm yüzey pürüzlülüğü, imalatın kaynaklanan hatalar ve gerçek tesisatta bağlantı borularının kayıpları ihmal edilmiştir.

Kısma vanalarında kısma alanı; A, giriş-çıkış basınç farkı; Δp , akışkan yoğunluğu; ρ ve direnç faktörü ξ ile gösterildiğinde debi değeri aşağıdaki formül ile bulunur:

$$Q = \xi \times A \times \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

Kv, 20 °C sıcaklıktaki suyun 1 bar basınç kaybı altında belirli bir açıdaki vananın içinden geçen debidir. Kvs ise aynı şartlarda ve tam açık pozisyonunda (H100) vananın içinden geçen debi değeridir.

$$Kv = Q \times \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (2)$$

Üreticiler müşterilere her bir vanaya ait Kvs değerini vermelidirler, böylece kullanıcı pompa seçimi yaparken yük değerini istenen şartlara bağlı olarak kolayca hesaplayabilmektedir.

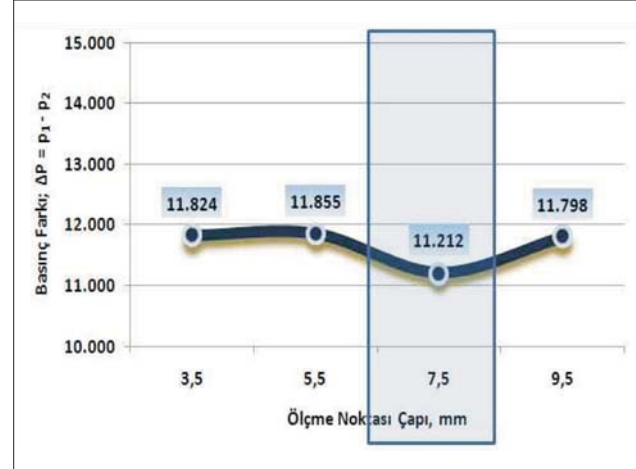
3. VANA ÜZERİNDEKİ BASINÇ ÖLÇME DELİKLERİNİN AKIŞKAN TARAFINDAKİ ÇAPININ BELİRLENMESİ

Bu hesaplama için aynı sınır değerlerine sahip fakat farklı delik çaplarında dört adet analiz yapılmıştır. Akışkan hızı için 3 m/s ve çıkış tarafı basıncı için atmosfer basıncı sınır değerleri olarak tanımlanmıştır. Analizler süresince vana tam açık konumdadır. Bu analizde p_1 girişteki, p_2 ise çıkış tarafındaki statik basıncı sembolize etmektedir.

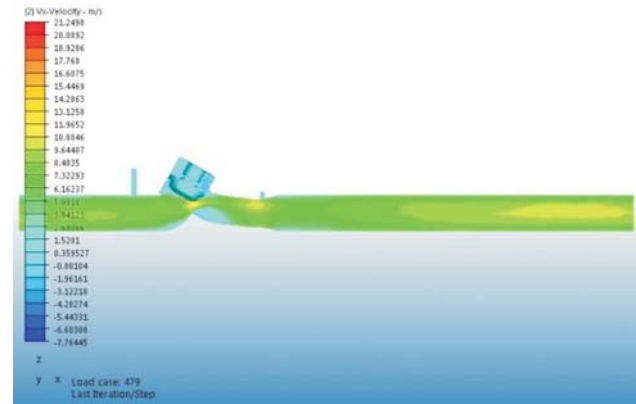
Hesaplamalardan da anlaşıldığı gibi, vanada en az basınç kaybı çapın 7,5 mm olduğu değerde gerçekleşmiştir. Ayrıca ikinci ölçüm noktası için en küçük sapma aralığı çap 7,5 mm olduğu zamandır. Birinci ölçüm noktası için sapma oranı % 1,5'in altında olduğu için bu bölgedeki değişimler göz ardı edilmiştir. Sonuç olarak ölçüm deliklerinin akışkan tarafındaki çaplarının 7 mm ile 8 mm arasında seçilmesi uygun görülmüştür.

3.1. Analiz Sonuçları

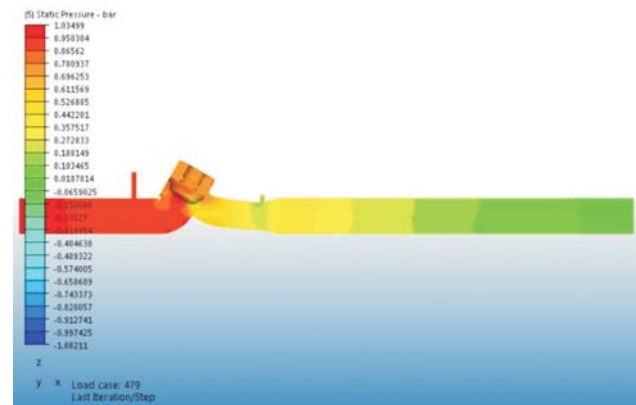
Bu bildiride DN 65 anma çaplı üründe yapılan analiz sonuçlarına yer verilmiştir. Sunum esnasında ise üç farklı anma çapına (DN 65, DN 100, DN 150) ait sonuçlara yer verilecektir. DN 65 anma çapındaki üründe en uygun venturi merkez noktasının bulunması için yapılan analiz sonuçlarına baktığımızda 8,25 mm'lik aralıklarla yalpan hız ve basınç farkı analizleri sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. (Şekil 4 - Şekil 19)



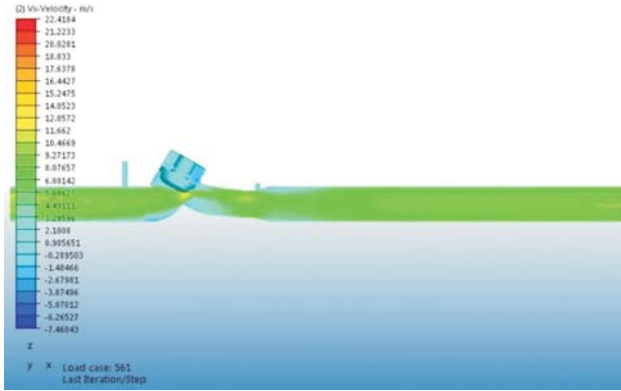
Şekil 3. Balans vanası ölçüm noktası çapının belirlenmesi için yapılan analiz sonuçlarını gösterir grafik.



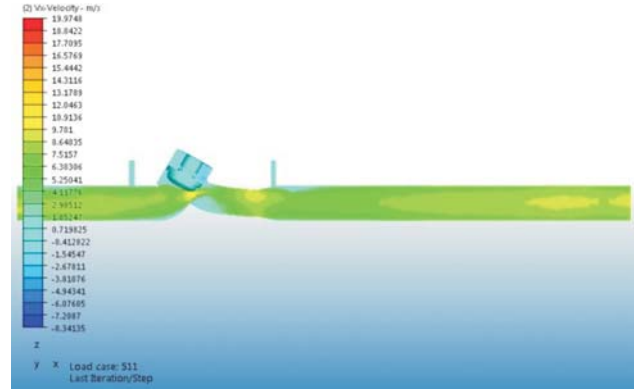
Şekil 4. Merkezden 1 X 8,25 mm sağ hız analizi.



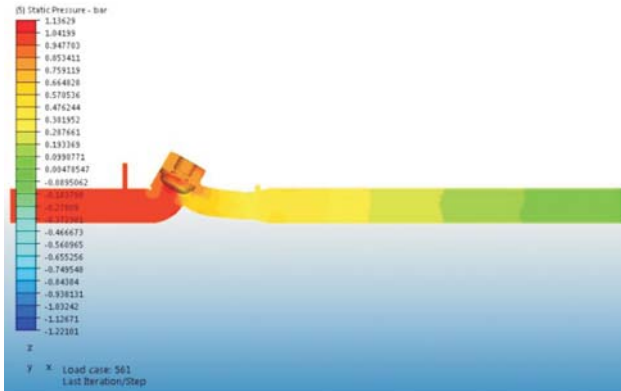
Şekil 5. Merkezden 1 X 8,25 mm sağ basınç analizi.



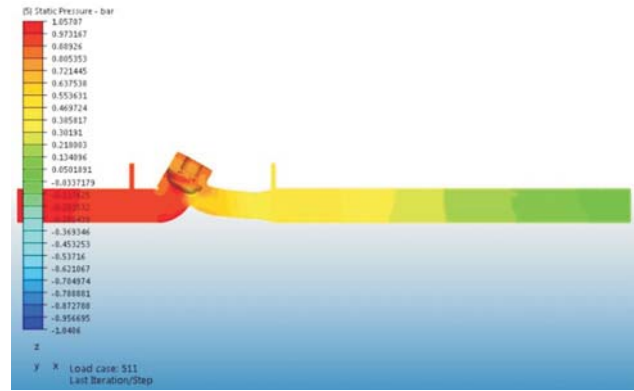
Şekil 6. Merkezden 2 X 8,25 mm sağ hız analizi



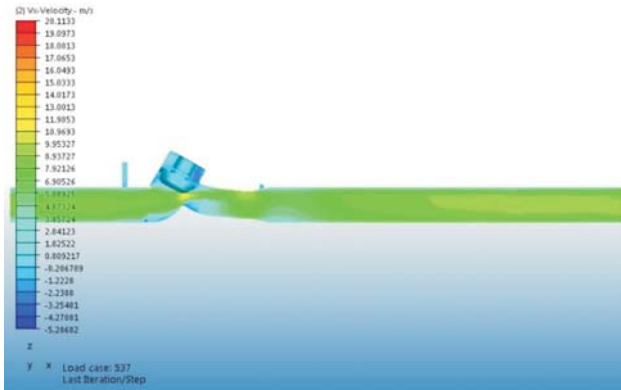
Şekil 10. Merkezden 4 X 8,25 mm sağ hız analizi.



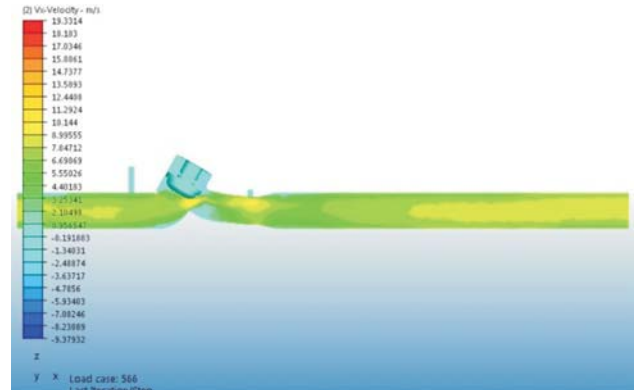
Şekil 7. Merkezden 2 X 8,25 mm sağ basınç analizi.



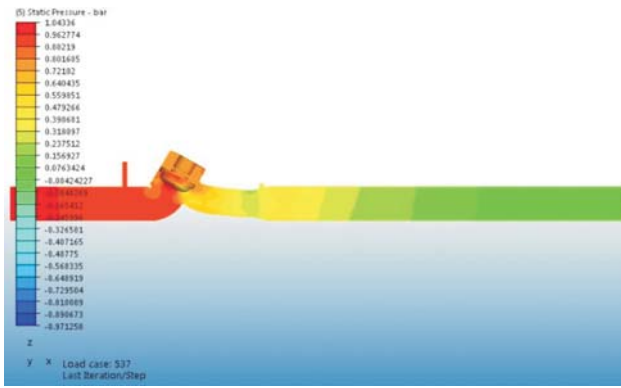
Şekil 11. Merkezden 4 X 8,25 mm sağ basınç analizi.



Şekil 8. Merkezden 3 X 8,25 mm sağ hız analizi.



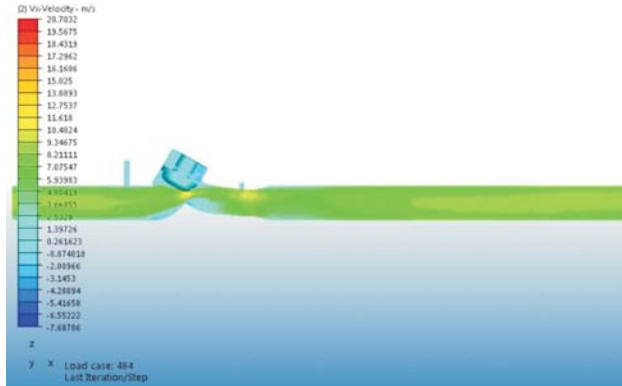
Şekil 12. Merkezden 1 X 8,25 mm sol hız analizi.



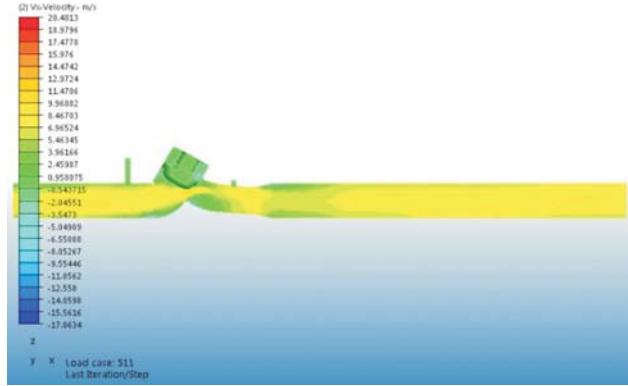
Şekil 9. Merkezden 3 X 8,25 mm sağ basınç analizi.



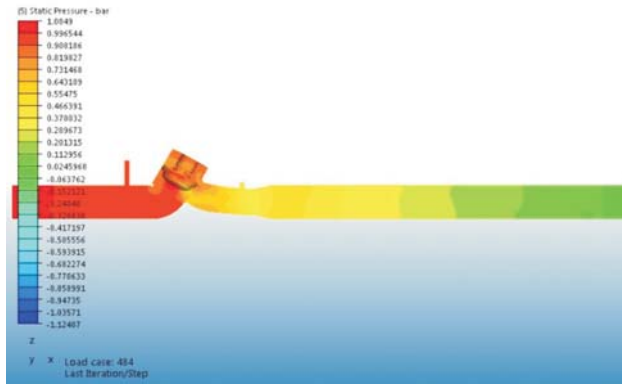
Şekil 13. Merkezden 1 X 8,25 mm sol basınç analizi.



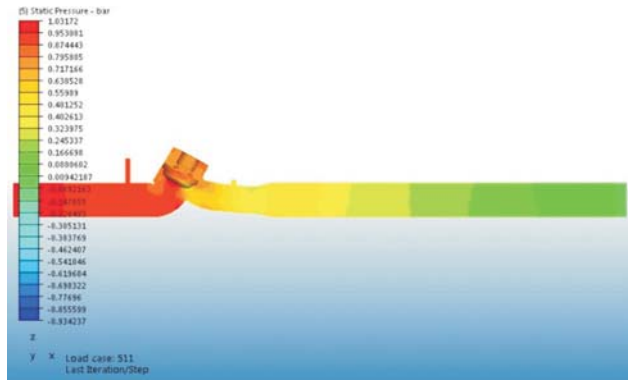
Şekil 14. Merkezden 2 X 8,25 mm sol hız analizi.



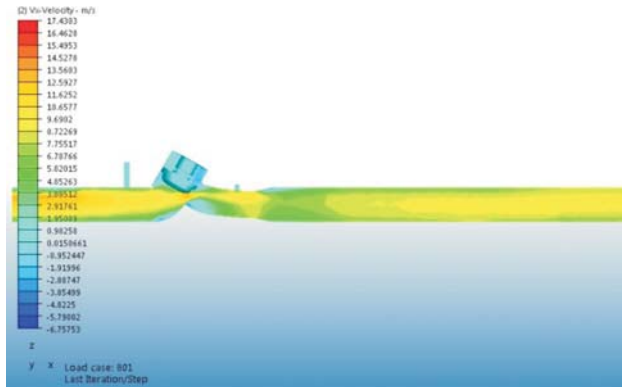
Şekil 18. Merkezden 4 X 8,25 mm sol hız analizi.



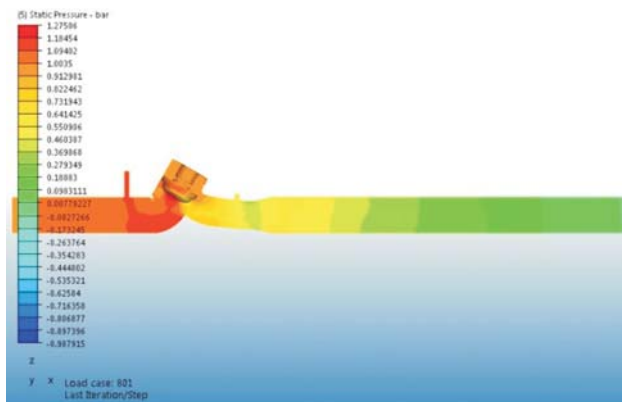
Şekil 15. Merkezden 2 X 8,25 mm sol basınç analizi.



Şekil 19. Merkezden 4 X 8,25 mm sol basınç analizi.



Şekil 16. Merkezden 3 X 8,25 mm sol hız analizi.



Şekil 17. Merkezden 3 X 8,25 mm sol basınç analizi.

SUMMARY

Balancing Valves are the most important equipment which used balancing between central heating hot water and cold water columns installations. To achieve the desired temperature at each point of system, correct flows are required. For this purpose, circulating water in heating – cooling systems must be balanced.

Balancing Valves, are an equipment which have main design specification of Globe Valve, taken over the flow properties, must be specified clearly pressure differences and handwheel rotation.

Product firstly, during the design phase, made by using computational fluid Dynamics and 100% results. And then on the prototype phase, with real tests made design verification tests.

BORU HATLARINDA KULLANILAN VANTUZLARIN SEÇİMİ, BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ

Tuğcan ÖZCAN

TEMPO Pompa – Vana Sanayii

Dr. Ertuğrul BAŞEŞME

Punto Mühendislik

ÖZET

Vantuzlar, boru hatlarının dolumu, boşaltılması ve işletilmesinde hatta hava girişini ve hattın havanın tahliye edilmesini sağlamak amacıyla kullanılan, hidromekanik prensiplere göre çalışan vanalardır.

Boru hatlarının güvenliği ve verimliliği, hatta oluşan havanın sürekli olarak tahliye edilebilmesi ve hava girişinin sağlanabilmesi ile yakından ilgilidir. Vantuzlar, boru hattının toplam maliyeti içerisinde % 0.5 - % 1'lik bir kısmı teşkil eder, ancak yanlış seçildiklerinde ve yanlış konumlandırıldıklarında boru hattı problemlerinin % 60'ına sebep olurlar. Sadece Kanada'da su hasarı kaynaklı onarım maliyetleri yılda 100 milyon doları aşmaktadır.

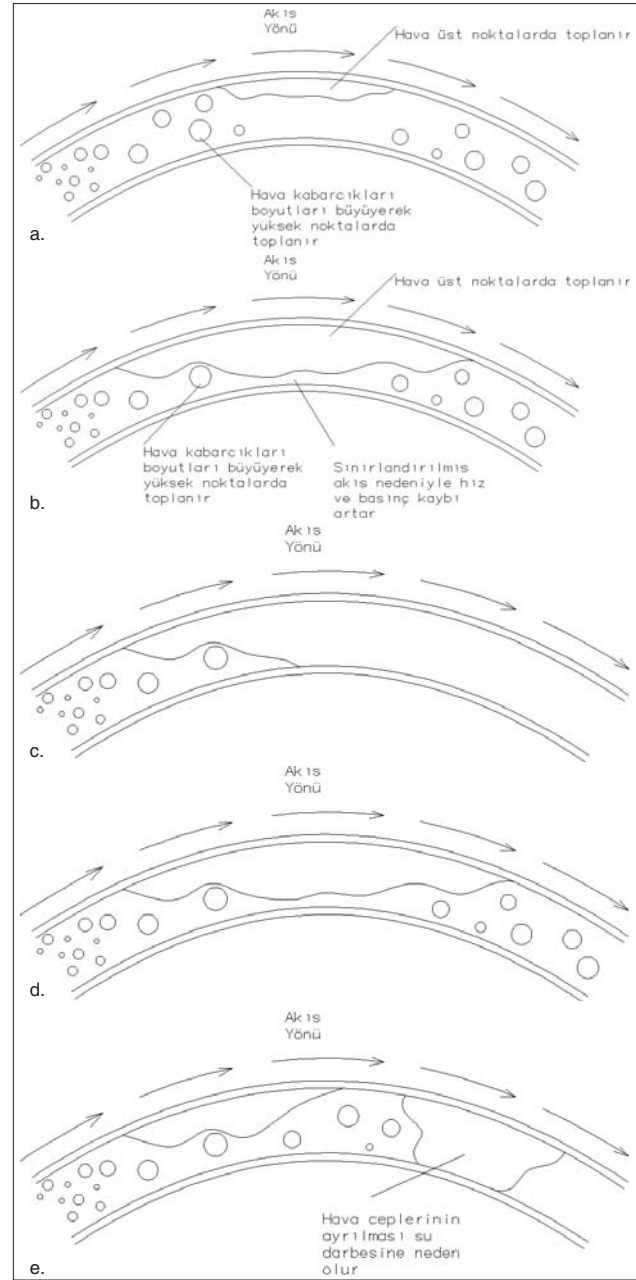
1. BORU HATLARINDA HAVA OLUŞUMUNUN SEBEPLERİ VE SONUÇLARI

Boru hatlarında oluşan havanın üç kaynağı vardır. Birincisi; başlangıçta boru hattı boş değildir, tümüyle hava doludur, dolayısıyla boru hattını su ile doldururken bu havanın tahliye edilmesi gerekir.

Boru hatlarında hava oluşumuna sebep olan ikinci kaynak, suyun kendisidir. Normal şartlar altında (1 atm basınç ve 25°C sıcaklıkta) suyun içerisinde hacimce % 2 oranında çözünmüş hava bulunur. Basınç ve sıcaklığa bağlı olarak bu miktar daha da yüksek olabilir. Henry'nin yasasına göre "bir sıvının içerisinde çözünmüş halde bulunan gazın miktarı, sıvı üzerinde bulunan gazın basıncıyla doğru orantılıdır". Buna göre, suyun basıncı arttıkça havayı tutma kabiliyeti de artar.

Boru hatlarında hava oluşumu, kısmen açık durumdaki vanaların yarattığı düşük basınç koşulları, kısmen dolu bir hattaki suyun yarattığı dalgalanma, değişken çaplar ve eğimler ile boru hattının hidrolik eğim çizgisindeki değişimlerden de kaynaklanır. Su cepleri, borunun kesit alanında daralmaya yol açarak suyun geçişini zorlaştırır, su cebinin yeterli büyüklüğe ulaştığı durumlarda suyun akışı tamamen engellenir. Bunun yanı sıra, hava cebi oluşumu, boru hatlarındaki yük kayıplarını artırarak basılan suyun debisinin azalmasına ve pompa tarafından yutulan gücün artmasına neden olmaktadır.

Boru hatlarında oluşan hava ceplerini tespit etmek zordur ve bu hava cepleri boru hattının toplam verimine eksi yönde etki ederler.



Şekil 1.

Hava ceplerinin bir diğer sakıncası ise koç darbesi oluşturmaları, gürültü, korozyon ve arızalara sebep olmaları ve boru hattına bağlı bulunan kontrol vanaları ve debimetrelerin düzensiz çalışmalarına neden olmalarıdır.

Boru hatlarındaki havanın üçüncü ve son kaynağı ise pompalardır. Dik türbin tipi pompalar ve dalgıç pompalar ilk çalıştırmada borularının içerisindeki havayı iterek sisteme pompalarlar ve bu havanın da tahliyesi gerekir.

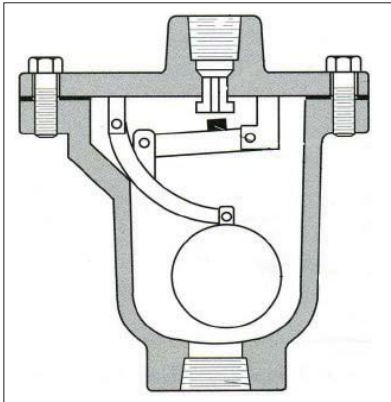
Sonuç olarak, boru hatlarında hava daima olacaktır ve bu havanın miktarı azımsanamayacak büyüklüktedir. Havanın birikmesine izin verilen koşullarda verimlilik düşer, ekipmanlarda ciddi hasarlar meydana gelebilir. Boru hattından havanın tahliye edilmesi bütün problemleri çözmez de en önemli problem çözer. Bu işlemden vantuz kullanımı verimliliği artırmak ve su darbelerini önlemek açısından uygun maliyetli ve güvenilir bir yöntemdir.

2. VANTUZ TİPLERİ, FONKSİYONLARI VE TASARIM ÖZELLİKLERİ

Vantuzlar, fonksiyonlarına göre üç farklı konfigürasyonda üretilmektedirler.

a. Tahliye Vanaları

Küçük orifisli vanalar olarak da tabir edilen hava tahliye vanaları, sistemin atmosferik basınçtan daha yüksek basınçlarda çalıştığı durumlarda hattın belirli noktalarında oluşan hava ceplerini tahliye etmek için kullanılırlar. Hava tahliye vanalarına bir örnek **Şekil 2'** de verilmiştir.



Şekil 2.

Hava tahliye vanalarında yer alan tahliye orifisi, vananın anma çapından (DN) çok küçüktür. Bu tip vanalarda anma çapı DN25 ile DN150 arasında değişirken orifis çapları 1.6 mm ile 25 mm arasında değişmektedir.

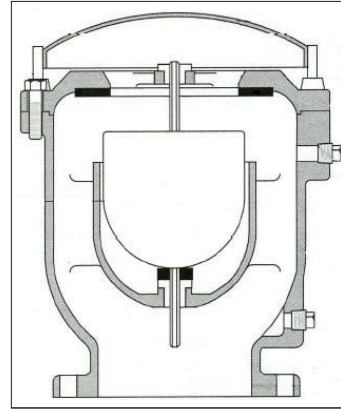
Normal durumda tahliye vanası açık pozisyonundadır ve bu suretle orifisten hava geçişi sağlanır. Vana suyla doldukça flatör yükselir ve orifisi kapar. Boru hattında biriken vana vananın içine ulaştığında suyun yerini alır ve flatör aşağıya düşerek havanın orifisten dışarı tahliye edilmesini sağlar.

Uygun flatör ağırlığı ve mekanizması doğru tasarlanmış bir vantuzda, vantuzun maksimum çalışma basıncına kadar olan her basınçta havayı doğru şekilde tahliye etmesi gerekir.

b. Vakum Vanaları

Büyük orifisli vanalar olarak da adlandırabileceğimiz vakum vanaları, boru hattının dolumu esnasında havanın hatta emilimini sağlamak amacıyla dizayn edilmişlerdir. Bu özelliklerinin yanı sıra hat basıncının atmosferik basıncın altına düştüğü vakum ortamında hatta otomatik olarak hava emilmesini sağlarlar.

Vakumun başlıca nedenleri; kolon kopması, hat boşalması, pompa arızası veya enerji kesilmeleridir. **Şekil 3'**te vakum vanasının resmi görülmektedir.



Şekil 3.

Vakum vanalarının orifis çapları DN25 ile DN500 arasında değişmektedir. Boru hattı su ile doldukça, oluşması muhtemel darbeleri önlemek için hatta bulunan hava sağlıklı bir şekilde tahliye edilmelidir. Tersi durumlarda ise, yani enerji kesilmesi gibi durumlarda havanın boru hattına düzgün bir şekilde emilmesini sağlamak gereklidir, aksi takdirde hatta darbeler oluşacak ve ekipman zarar görecektir.

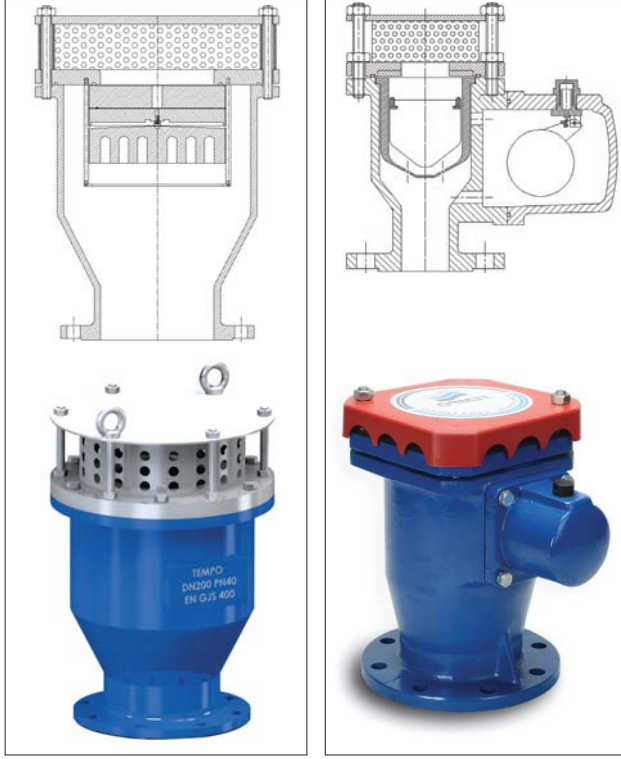
Vakum vanalarının çalışma prensibi hava tahliye vanalarına benzerdir, ancak orifis çapları çok daha büyüktür ve basınç altında açılmazlar. Vakum vanaları normalde açık pozisyonundadır ve bu sayede orifislerinden yüksek miktardaki havayı emebilecek şekilde dizayn edilirler. Hattın doldurulması sırasında flatör yukarı çıkarak orifisi kapatır. Vakum vanaları kapalı duruma geçtiklerinde su seviyesi düşmeden tekrar açılmazlar.

c. Kombine Vantuzlar

Bu tip vantuzlar, hava tahliye ve vakum vanalarının fonksiyonlarına ilave olarak çalışan boru hattındaki hava ceplerini tahliye etme özelliğine de sahiptir. Böylelikle tek üründe iki vantuzun gerçekleştirdiği 3 fonksiyonu yerine getirme özelliğine sahiptir ve günümüzde en çok tercih edilen vantuz tipidir. **Şekil 4'**te darbesiz antişok vantuz, **Şekil 5'**te ise çift küreli kinetik vantuz kesitleri yer almaktadır.

3. VANTUZLAR BORU HATLARININ HANGİ NOKTALARINA YERLEŞTİRİLMELİDİR?

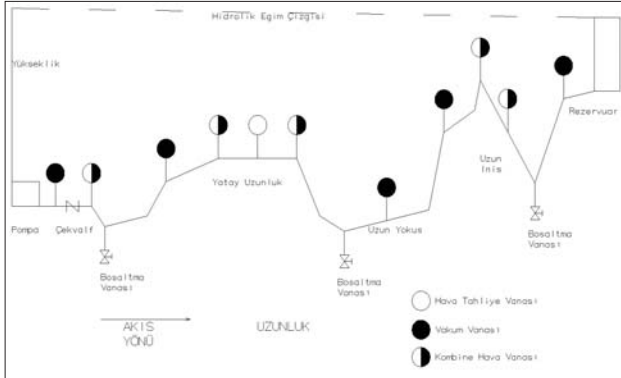
Boru hatlarında kullanılacak vantuzların çaplarının doğru seçimi kadar hattın hangi noktalarına yerleştirileceği de büyük önem taşımaktadır, zira yanlış konumlandırılan bir vantuz etkisiz olacaktır. Aşağıda yer alan bilgiler, boru hatlarında vantuzların nerelere konulacağını genel hatlarıyla vermekle beraber; reel anlamda vantuz konulması gereken başka noktalar da olabilmektedir.



Şekil 4.

Şekil 5.

Şekil 6'da örnek bir hat profil şeması verilmiştir. Bu profile yatay eksen hattın uzunluğunu, dikey eksen ise kotunu göstermektedir.



Şekil 6.

Vantuzlar, hat üzerinde şu noktalara konumlandırılmalıdır:

- Yüksek Noktalar:** Dolu esnasında havayı tahliye etmek, boşaltım esnasında havayı hatta emmek ve hattın kullanımı esnasında oluşan hava ceplerini tahliye edebilmek için 3 fonksiyonlu vantuzlar kullanılmalıdır. Yüksek noktalar hidrolik eğim çizgisiyle belirlenir. Çizgiye paralel giden veya yukarı eğimin sonu olarak tespit edilen nokta olarak kabul edilir.
- Hat Vanaları:** Vantuzlar, hat vanalarının boşaltma tarafına konumlandırılır.
- Artan Aşağı Eğimler:** Aşağı eğimin aniden arttığı noktalarda vantuz kullanılmalıdır.

- Azalan Yukarı Eğimler:** Yukarı eğimin aniden azaldığı noktalarda vantuz kullanılmalıdır.
- Uzun Rampalar:** Botu hattının uzun mesafeli rampalarına 400 ile 800 metrede bir vantuz yerleştirilmelidir.
- Uzun Düşüler:** Boru hattının uzun mesafeli düşülerine 400 ile 800 metrede bir vantuz yerleştirilmelidir.
- Yatay Geçişler:** Uzun yatay geçişlerin başlangıç ve bitiş noktalarına 400 ile 800 metrede bir vantuz yerleştirilmelidir. Düşük hızlı akışlarda yatay borularda havayı tahliye etmek zor olabilir.
- Venturimetreler:** Venturimetrelerin akış yönüne, olası hava ceplerinin yanlış ölçüme sebebiyet vermesini engellemek amacıyla vantuz yerleştirilmelidir.
- Dik Türbin Pompaları ve Dalgıç Pompalar:** Pompanın çalıştırılması sırasında kolon borularındaki havayı tahliye etmek ve pompa stop edildiğinde bu borulara tekrar hava emilmesini sağlamak amacıyla pompa çıkışına vantuz yerleştirilmelidir. Bu noktalara konulacak vantuzlar özel hesaplama gerektirebilir; şöyle ki, pompa çalışırken değişik akış hızları mümkün olabilmektedir.

4. VANTUZLARIN BOYUTLANDIRILMASI VE SEÇİMİ

a. Hava Tahliye Vanalarının Boyutlandırılması

Basıncılı havayı tahliye edebilmek için seçilmesi gereken orifis çapı 1.6 mm ile 25 mm arasında değişmektedir, buna karşılık vantuzun anma çapı 25 mm ile 150 mm arasında değişir.

Boru hatlarında biriken havanın miktarının tam olarak belirlenmesi mümkün değildir. Bunun sebebi, hatta giren havanın hat boyunca değişen basınçla birlikte değişkenlik göstermesidir. Bunun için benimsenen metod, borudan geçen havanın %2'si kadar hava olduğunu varsaymaktır. Vantuzun tahliye etmesi gereken havanın miktarı bu şekilde hesaplanır.

Yüksek basınç oluşumundan ötürü, orifisten geçen havanın akışı sıkıştırılabilir adyabatik akıştır ve bu durumda havaya hiç ısı transferi olmadığı kabul edilir.

Vantuzdan tahliye edilen havanın basıncı, atmosferik basıncın 1.9 katını aştığında hava akışı ses hızına erişir. Ses hızındaki akışta, havanın hızı ses hızıyla limitlidir, bu sebeple yüksek basınçlarda havanın tahliye edilmesinde kısıtlama sözkonusudur.

Tablo 1'de hava tahliye vanalarının basınç ve orifis çapına göre kapasiteleri L/s cinsinden verilmiştir. Bu değerler hesaplanırken tahliye katsayısı (C_d) değeri 0.7 olarak kabul edilmiştir. Bu değer yaklaşık bir değerdir ve düzgün akışlı bir nozül ile köşeli orifis arasında bir yere denk düşmektedir. Gerçek hayatta boruların ve vanaların katsayıları farklı olacaktır. Bu sebeple, vantuz çaplarını doğru olarak belirleyebilmek için mutlaka üretici firmanın kapasite tabloları dikkate alınmalıdır.

b. Boru Hattı Dolumu İçin Boyutlandırma

Boru hattının ilk dolusunda, hattı doldurabilmek için suyun debisi ile aynı hacimsel oranda hava dışarıya tahliye edilmelidir. Bu nedenle

Tablo 1.

ΔP	Orifis Çapı (mm)									
atm	1,6	2,4	3,2	4,8	6,4	7,9	9,5	11,1	12,7	25,4
1,7	0,76	1,65	2,97	6,70	11,89	18,59	26,76	36,38	47,19	188,76
3,4	1,23	2,74	4,86	10,90	19,35	30,25	43,56	59,46	77,39	309,57
5,1	1,70	3,78	6,70	15,10	26,85	41,95	60,40	82,11	107,59	429,43
6,8	2,12	4,81	8,59	19,30	34,35	53,80	77,39	105,23	137,32	547,40
8,5	2,60	5,90	10,48	23,50	41,81	65,12	93,91	127,88	167,05	670,10
10,2	3,07	6,94	12,32	27,75	49,08	76,92	110,90	151,01	197,25	759,76
11,9	3,54	7,98	14,20	31,95	56,63	88,72	127,88	174,13	226,98	906,05
13,6	4,01	9,06	16,09	36,15	64,18	100,51	144,40	196,78	257,19	1028,74
15,3	4,48	10,10	17,93	40,35	71,73	112,31	161,39	219,91	286,92	1146,72
17	4,95	11,14	19,82	44,59	79,28	123,64	178,38	242,56	317,12	1269,41
18,7	5,43	12,18	21,66	48,61	86,83	135,44	195,37	265,68	346,85	1387,39
20,4	5,90	13,26	23,55	52,85	94,38	147,23	211,88	288,33	377,05	1510,08

boru hattı tam dolana kadar sadece tek pompaya start verilir. Ancak en doğru uygulamada, darbeleri önlemek amacıyla hat, kademeli olarak doldurulmalıdır. Doldurma hızı 0.3 m/s hızı geçmemelidir. İlk dolumda tahliye edilmesi gereken hava 0.136 atm'lik fark basıncı ile tahliye edilir. Darbe önleyici teçhizatla donatılan vanalarda fark basıncı 0.35 atm olarak kabul edilir.

Tablo 2'de hat dolumu için kullanılan vantuzların orifis çaplarına göre seçilen fark basıncında tahliye edebileceği kapasiteler L/s cinsinden verilmiştir.

c. Boru Hattının Boşaltılması İçin Boyutlandırma

Enerji kesilmesi veya boru hattında meydana gelen arızalar sonucunda sütun kopması nedeniyle akış hızı ani olarak değişir. Bu gibi durumlarda akış, hattın tepe noktalarında çok yüksek miktarda vakum oluşmasına sebep olur. Oluşan vakum, özellikle yüksek çaplı boruların negatif basınca dayanamayarak çökmesine sebebiyet verir. Bu nedenle hattın boşaltılması sırasında boru hattının sağlamlığını ve güvenliğini koruyabilmek için vantuzların doğru tasarlanmış olmaları şarttır.

Hattın boşaltılmasında kullanılacak vantuzları seçerken, vakumu engellemek için gerekli hava emme miktarı borunun eğiminden hesaplanır. **Tablo 3'**te çeşitli boru çapları ve eğimleri içimn hesaplanmış hava emiş miktarları L/s cinsinden verilmiştir.

5. SONUÇ

Boru hatlarında havanın oluşması, hattın veriminin önemli miktarda düşmesine ve ciddi hasarlara sebep olmaktadır. Boru hattından havanın tahliye edilmesi darbe ve verimlilik problemlerinin tümünü çözme bile, en çok karşılaşılan problemleri bertaraf edecektir. Boru hattı mühendislerinin, tahliye edilmesi gereken hava miktarını ve de hattın boşaltılması esnasında emilmesi gereken hava miktarını doğru şekilde hesaplayarak; vantuz konumlandırma kriterlerine göre hareket etmeleri ve üretici firmaların performans değerlerini gözönünde bulundurarak boru

Tablo 2.

ΔP	Orifis Çapı (mm)											
atm	25,4	50,8	76,2	101,6	152,4	203,2	254,0	304,8	355,6	406,4	457,2	508,0
0,07	37,3	149,6	336,0	599,3	1344,9	2392,5	3732,7	5379,7	7314,5	9532,4	12080,6	14959,2
0,10	45,8	182,6	410,6	731,4	1642,2	2921,1	4563,3	6606,6	8918,9	11655,9	14770,5	18215,3
0,14	52,4	210,0	471,9	840,0	1892,3	3359,9	5238,1	7550,4	10287,4	13449,2	17035,6	20999,6
0,17	58,5	234,5	528,5	939,1	2109,4	3751,6	5851,6	8447,0	11467,2	15006,4	18970,4	23406,2
0,20	64,2	256,2	575,7	1024,0	2307,6	4100,8	6417,8	9202,1	12552,5	16374,9	20763,6	25624,2
0,24	68,9	276,1	622,9	1104,2	2486,9	4421,7	6889,7	9957,1	13543,5	17696,3	22368,1	27606,2
0,27	73,6	294,9	665,4	1179,8	2652,1	4719,0	7361,6	10617,8	14440,1	18876,0	23878,1	29493,8
0,31	77,9	312,4	703,1	1250,5	2812,5	5002,1	7786,4	11231,2	15289,6	19961,4	25293,8	31239,8
0,34	82,1	328,9	740,9	1316,6	2958,8	5238,1	8211,1	11844,7	16091,8	21046,7	26615,2	32891,4

Tablo 3.

ΔP	orifis çapı (mm)											
atm	25,4	50,8	76,2	101,6	152,4	203,2	254	304,8	355,6	406,4	457,2	508
0,07	35,9	144,4	324,7	575,7	1297,7	2307,6	3610,0	5190,9	7078,5	9249,2	11703,1	14440,1
0,10	43,4	172,7	388,8	693,7	1557,3	2765,3	4322,6	6229,1	8447,0	11089,7	14015,4	17318,7
0,14	48,6	195,4	439,3	783,4	1755,5	3124,0	4860,6	7031,3	9579,6	12505,4	15808,7	19536,7
0,17	53,3	213,3	481,3	854,1	1920,6	3411,8	5332,5	7692,0	10429,0	13637,9	17271,5	21329,9
0,20	57,1	228,4	514,4	910,8	2052,8	3652,5	5710,0	8211,1	11184,0	14628,9	18498,5	22792,8
0,24	59,9	240,7	542,7	962,7	2166,0	3850,7	5993,1	8683,0	11797,5	15383,9	19489,5	24066,9
0,27	62,8	251,1	566,3	1005,1	2255,7	4015,9	6276,3	9013,3	12316,6	16044,6	20291,7	25105,1
0,31	64,7	259,5	585,2	1038,2	2335,9	4152,7	6465,0	9343,6	12694,1	16610,9	20999,6	25954,5
0,34	66,5	266,6	599,3	1066,5	2397,3	4261,3	6653,8	9579,6	13071,6	17035,6	21565,8	26662,4

hatlarını daha verimli ve güvenli şekilde tasarlamaları ve işletmeleri mümkün olacaktır.

Unutulmamalıdır ki, pompalama sistemi demek önce boru, sonra pompa ve en sonunda vana ve çekvalf gibi hidromekanik elemanlardan oluşur. Bu hidromekanik elemanların da en önemlisi vantuzdur.

KAYNAKLAR

- [1] ANSI / AWWA C512-92, "Air-Release, Air/Vacuum and Combination Air Valves for Waterworks Service", AWWA Publications, 1992.
- [2] AWWA M51, "Air-Release, Air/Vacuum and Combination Air Valves", AWWA Publications, 2001.
- [3] S.J. van Vuuren, "The Advantages and Modeling of Controlled Air Release from Pipelines", University of Pretoria.
- [4] Kavurmacıoğlu L. and Karadoğan H., "Su Darbesi Projelendirme Hataları", VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.
- [5] "Well Service Air Valves for Vertical Pumps", Valmatic Bulletin, 1998.
- [6] "Air in Pipelines", Valmatic, 1998.
- [7] "Theory, Application and Sizing of Air Valves", Valmatic, 1998.
- [8] "How to Select Proper Valve Size for Vertical Turbine Pump Installations", Valmatic, 1998.
- [9] "Why an Air Release Valve Opens During System Operation", Valmatic, 1998.
- [10] "Why an Air/Vacuum Valve Stays Closed Under Pressure", Valmatic, 1998.
- [11] TEMPO Pompa – Vana Ürün Kataloğu.

SUMMARY

Air valves are hydromechanical devices designed to automatically release or admit air during the filling, draining, or operation of a water pipeline or system. The safe operation and efficiency of a pipeline are dependent on the continuous removal of air from the pipeline.

When air is allowed to accumulate in pressurized pipelines, efficiency is sacrificed and serious damage can occur. Removal of air from a pipeline will not solve all surge and efficiency problems. However, the elimination of air can solve one of the most common causes of these problems. A consistent methodology will provide valve locations and sizing to help protect the pipe from adverse pressure conditions and improve pipeline efficiency.

Providing the safety and efficiency is related to releasing and intaking of air. Air valves constitute %0.5 - %0.1 as the total cost of pipeline on the other hand, if they are chosen and positioned wrong, they may cause %60 of pipeline problems. Only in Canada, cost of maintenance welded by water damage exceeds over 100 million dollars per year.

SANTRİFÜJ POMPALARDA MODERN YATAKLAMA TEKNİKLERİ

Vedat TEMİZ

İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

Zeynep PARLAR

İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Genel olarak bakıldığında, makina sistemlerinde yataklama yapan elemanlardan işlevlerini en az enerji kaybı ile yerine getirmeleri istenir. Tüm dünyadaki pompa sayısı dikkate alındığında, bunların yatak kayıplarında yapılacak küçük bir iyileştirmenin, ne kadar enerji tasarrufu sağlayacağı kolaylıkla hayal edilebilir. Santrifüj pompalarda kullanılan yataklar akışkandan kaynaklanan hidrolik kuvvetlere ve ağırlık kuvvetlerine maruzdur. Bu yataklar aynı zamanda, milde meydana gelecek radyal ve eksenel doğrultudaki deformasyonların da belirli sınırlar içinde kalmasını sağlayacak şekilde düzenlenmelidirler. Sunulacak bu çalışmada santrifüj pompalarda meydana gelen kuvvetler ve bunların yatak ömrünün hesabında nasıl göz önünde bulundurulduğu, bu pompalarda kullanılan yatak tipleri ve konstrüksiyon örnekleri tartışılacaktır.

Anahtar Kelimeler: Kaymalı yatak, rulmalı yatak, manyetik yatak, santrifüj pompa

1. GİRİŞ

Dünyada çeşitli kuruluşlarca yapılan bazı araştırmalarda, üretilen enerjinin yaklaşık üçte birinin sürtünme sonunda harcandığı gerçeğini ortaya koymuştur. Makina sistemlerinde sürtünme nedeniyle enerji kayıplarının meydana geldiği en temel elemanlardan biri de yataklardır. Tüm dünyadaki pompa sayısı dikkate alındığında, bunların yatak kayıplarında yapılacak küçük bir iyileştirmenin ne kadar enerji tasarrufu sağlayacağı kolaylıkla hayal edilebilir. Bunlara ek olarak, yatakların oldukça büyük yükler altında, uzun süreli olarak çalışabilmeleri de bir diğer önemli unsurdur. Santrifüj pompaların bakım ve onarım çalışmaları incelendiğinde, temel olarak yatak, yağlama ve sızdırmazlık elemanlarından kaynaklanan hasarların olduğu görülmüştür. Bu nedenle uygun yatak, yağlayıcı ve sızdırmazlık elemanı seçimi pompadan beklenen işletme ömrünü artıracaktır.

Birbiri ile temas halinde bulunan ve izafi kayma veya yuvarlanma hareketi yapan iki fonksiyon yüzeyi arasında genel olarak bir sürtünme hali mevcuttur. Birçok halde sürtünmenin sayısal değeri çok küçük olabilir, fakat pratik olarak daima mevcuttur. Hipotetik olarak fonksiyon yüzeyleri arasında hiçbir kuvvet alanının olmaması ve kesin olarak aralarında mutlak vakumdan başka bir ortam bulunmaması halinde sürtünmenin olmadığı söylenebilir. Buna göre, izafi hareketli iki fonksiyon yüzeyi arasında her an mevcut olan sürtünme kontrol edilemezse gereksiz enerji kaybına,

aşırı sürtünme ısısının oluşmasına, gürültü ve aşınmanın artması ile buna bağlı olarak erken yatak hasarına ve nihayetinde sistemin plansız duruşuna neden olmaktadır. Diğer bir deyişle, çevre ve çalışma şartlarına bağlı olarak hangi yatak tipinin kullanılacağı ve nasıl bir düzen içinde yerleştirileceği önem kazanmaktadır.

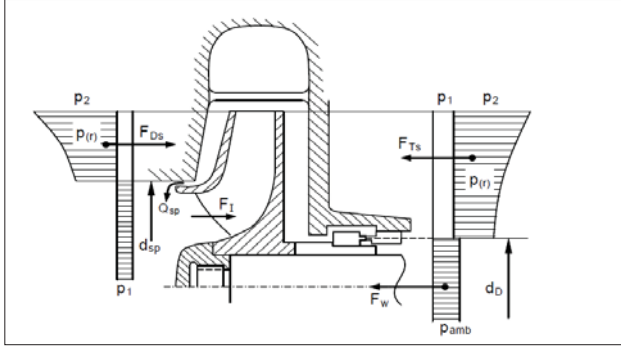
En genel anlamda yataklar, dönen güç iletim elemanlarının fonksiyonları neticesinde ortaya çıkan kuvvetleri sabit sisteme (gövdeye) iletmek ve dönen sistemlerdeki elemanların pozisyonlarının tespiti için kullanılır. Bir başka deyişle yatak, bağlanan parçaların birbirine göre izafi hareketine imkân veren bir bağlama elemanı olarak da düşünülebilir. Yatağın işlevini en az enerji kaybı, yani en düşük sürtünme ile yerine getirmesi sistemin verimini artırır. İki hareketli yüzey arasında en düşük sürtünme katsayısı pratik olarak iki şekilde gerçekleştirilebilir: Kayma sürtünmesi (Kaymalı Yataklar), yuvarlanma sürtünmesi (Rulmalı Yataklar). Teknolojide son 30 yıldaki gelişmeler neticesinde geliştirilen ve kullanım alanı gittikçe artan temassız yataklar (Manyetik Yataklar) ise üçüncü bir grup olarak ele alınabilir.

Sunulan bu çalışmada, pompa yataklarına etkiyen kuvvetler üzerinde kısaca durulduktan sonra, her bir yatak tipinin çalışma prensibi, çalışma koşulları ve yataklamada dikkat edilecek hususlar konstrüksiyon örnekleri üzerinden tartışılacaktır. Son olarak yazarların da aralarında bulunduğu, İTÜ Makina Fakültesi Makina Elemanları birimi Öğretim Üyeleri tarafından tasarımı gerçekleştirilen, yangın söndürme gemisinde yer alan santrifüj pompa sistemi ve yataklanması açıklanacaktır.

2. YATAK KUVVETLERİ

Yatak ömrünü, taşıdığı yük ve pompanın dönme hızı etkilemektedir. Pompa yataklarına ağırlık kuvvetleri nedeniyle etkiyen radyal kuvvetlerin yanı sıra, pompalama sürecinde oluşan hidrolik kuvvetler de etkimektedir. Emme sonucunda oluşan, büyüklüğü ve yönü çarkın tasarımına bağlı olarak değişen eksenel kuvvetler bunların en baskın olanıdır.

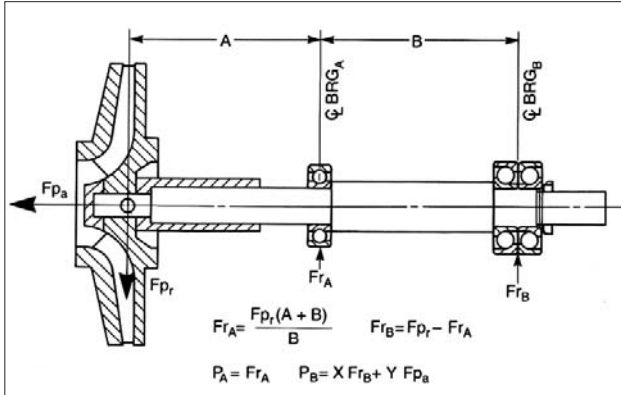
Pek çok durumda eksenel kuvvet pompa emiş doğrultusundadır ve çarkın bir tarafındaki basıncın, diğer taraftakinden farklı olmasından kaynaklanır. **Şekil 1**'de bir santrifüj pompada meydana gelen hidrolik kuvvetler görülmektedir. Eksenel kuvvet, aşınma halkaları kullanmak veya çarkta oluşan basınç dağılımını dengeleyecek şekilde delikler açmak gibi pompa tasarımı sürecinde alınan konstrüktif çözümlerle azaltılabilir. Bu konstrüksiyon önerilerine literatürde yer alan pek çok pompa el kitabından ulaşmak mümkündür[1,5,7].



Şekil 1. Tek kademeli bir pompanın çarkına etkiyen eksenel kuvvetler ve basınç yayılımı[2].

Çarktan mile etkiyen radyal kuvvet ve oluşturduğu radyal yük her iki radyal yatak tarafından taşınır. Radyal yükü rotordaki dengesizlik, mildeki eksen kaçıklığı ve dönen elemanların ağırlığı gibi diğer faktörler de etkilemektedir.

Uçtan emişli bir pompada sistemindeki hidrolik etkiler ve ağırlık kuvvetleri sonucunda meydana gelen toplam radyal ve eksenel kuvvetlerin genel modeli Şekil 2'de görülmektedir. Yataklara etkiyen radyal yükler bilinen mukavemet hesapları yardımı ile hesaplanabilir. Eksenel kuvveti taşıyacak yatak, konstrüktör tarafından belirlenir ve bu yatağa etkiyen eşdeğer yük, seçilen yatağın türüne göre firma kataloglarında önerilen ifadeler kullanılarak kolayca hesaplanabilir.



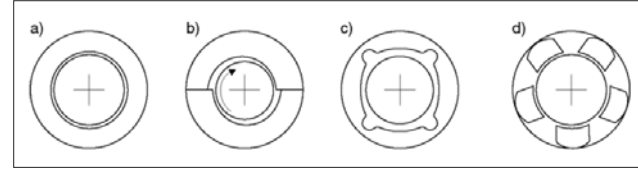
Şekil 2. Yataklara etkiyen eksenel ve radyal kuvvetler[3].

3. KAYMALI YATAKLAR

Kaymalı yataklar en eski yatak formunu oluştururlar. Bu yataklardaki sürtünme durumu kayma şeklindedir. Kaymalı yataklarda sürtünme ve aşınmanın en aza indirilmesi için, sürtünme durumu film (sıvı) sürtünmedir. Bir başka deyişle mil ve yatak burcu birbirinden tamamiyle bir yağ filmi ile ayrılmıştır. Uygun film sürtünmesinin oluşturulabilmesi için sistemde kullanılacak yağlayıcı madde ve yatağın konstrüksiyonu iki önemli parametre olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu yatakların titreşim, darbe ve gürültü önümleyebilmeleri, tasarımlarının basit ve montajının kolay olması, radyal yönde az yer kaplamaları, büyük çaplarda rulmalı yataklardan daha ekonomik olmaları, iyi bir yağlama ile çok daha yüksek hızlara çıkabilmeleri gibi üstünlüklerinin yanı sıra, yeterli yağ olmaması durumunda hızlı bir şekilde hasar görmeleri, yağ filminin oluşması için belli bir hıza ulaşılmasının gerekmesi,

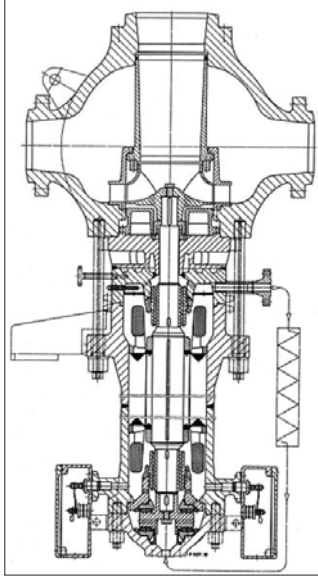
yüksek miktarda yağ tüketimine gereksinim duymaları ise olumsuz yanlarını oluşturmaktadır. Buna göre santrifuj pompalarda, rulmanlı yatakların hız, radyal ve eksenel kuvvet sınırlarının aşıldığı ve aynı zamanda pompalanan akışkanın yağlayıcı olarak kullanılabileceği durumlarda kaymalı yataklar kullanılır. Özellikle kaymalı yataklarda rotora rijitlik ve sönümleme sağladıkları için pompanın rotodinamik davranışı açısından önemli elemanlardır. Diğer taraftan, pompalanan akışkanın yağlayıcı olarak kullanıldığı yataklarda sınır sürtünme hali söz konusudur. Bu nedenle aşınmayı azaltmak için uygun malzeme çifti seçilmesi gereklidir. Ayrıca, ortamdaki akışkanın korozif etkisi de göz önünde bulundurulmalıdır.

Pompalarda kullanılan radyal kaymalı yataklar esas olarak, Şekil 3'te gösterilen tiplerde olabilir[4]. Tam kapalı kaymalı yataklar en basit olanıdır ve genellikle nispeten daha düşük hızlarda ve düşük veya yüksek yatak yüklerinde çalışabilirler. Çok kademeli pompalarda çoğunlukla kullanılırlar (Şekil 3a). Şekil 3b'de görülen kaymalı yataкта, yatak burcu simetri ekseninden ikiye ayrılarak yatay eksen doğrultusunda kaydırılmıştır. Çok loplulu yataklar (Şekil 3c) genel olarak yüksek hız ve düşük yükte kullanılırlar. Şekil 3d'de görülen kaymalı yatak tipinde çevreye yerleştirilmiş pabuçlar, bir mafsal etrafında gelen yükün büyüklüğüne göre kendini ayar edebilmektedir. Bu tip kaymalı yataklar da, yine yüksek hızlarda çalışan pompalarda, düşük yükleri taşımakta kullanılırlar. Lokmalı tip kaymalı yataklar aynı zamanda eksenel yükleri taşıyabilecek şekilde de imal edilebilirler.

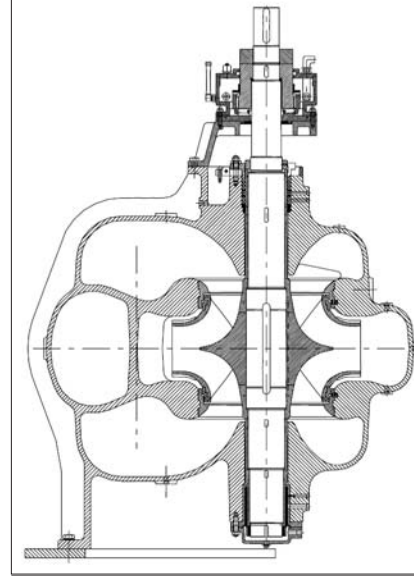


Şekil 3. Yaygın olarak kullanılan kaymalı yatak tipleri: a) silindirik kaymalı yatak, b) ikiye bölünmüş, c) çok loblu kaymalı yatak, d) lokmalı kaymalı yatak[4].

Pompaların yataklanmasında çarka yakın olan yatağa ara yatak, daha uzakta bulunan yatağa ise dış yatak denilmektedir. Ara yatak sadece radyal yükleri taşıyacak şekilde, dış yatak veya milin çarktan uzakta kalan muylusu ise hem radyal hem de eksenel yükleri taşıyacak şekilde yataklanmaktadır. Bu prensibe göre sırasıyla Şekil 4'te kazan suyu sirkülasyon pompasının, Şekil 5'te ise içme suyu boru hattında kullanılan çift girişli bir dikey pompanın yataklanması görülmektedir[2,5]. Uçtan emişli pompalarda çark, Şekil 4'te görüldüğü gibi milin uç kısmına monte edilmektedir. Bu konstrüksiyonda ara yatak tam kapalı kaymalı yatak olarak seçilmiştir. Milin diğer ucu ise tam kapalı radyal ve lokmalı eksenel yatak kullanılarak yataklanmıştır. Yataklama konstrüksiyonu akışın yön değiştirmesi ile oluşabilecek eksenel kuvvetteki yön değişimleri dengeleyebilecek şekildedir. Şekil 5'te görülen çift girişli dikey bir pompada, çift volute önemli ölçüde akıştan kaynaklanan radyal kuvveti azaltmaktadır. Ara yatak, su ile yağlanmakta ve herhangi bir sızdırmazlık elemanına ihtiyaç duymamaktadır. Aynı zamanda yatağın soğutması yine volute gövdesinden alınan su ile yapılmaktadır. Benzer şekilde milin, dış ucunda radyal yük bir silindirik radyal kaymalı yatakla, eksenel yük ise lokmalı tip bir eksenel kaymalı yatakla taşınmaktadır. Bu yataklar ise yağ ile yağlanmaktadır. Bu, büyük mil çapında düşük hızlı bir pompa olduğu için, salmastra kutusu sızdırmazlık için uygun çözümdür.



Şekil 4. Kazan suyu sirkülasyon pompası[5].

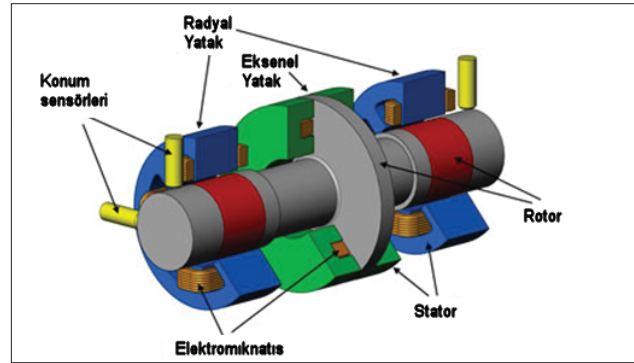


Şekil 5. Çift girişli düşey pompa (n=596 dev/dak, $Q_{opt}=2.4 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{opt}=48 \text{ m}$, $P_{opt}=1250 \text{ kW}$, $\eta_q=36$) [2].

4. MANYETİK YATAKLAR

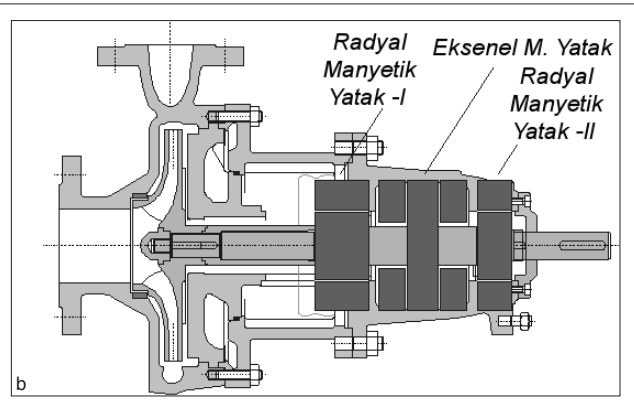
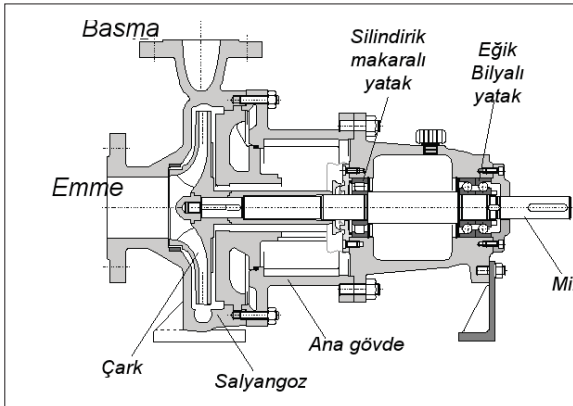
Manyetik yataklar elektromanyetik kuvvetlerin kontrolü ile rotor ve gövde arasında temassız yataklama sağlayan elektromekanik elemanlardır. Şekil 6'da ana hatlarıyla bir manyetik yatak sistemi görülmektedir. Genel anlamda, iki manyetik yatak radyal yönde, bir diğeri ise eksenel yönde mili desteklemektedir. Her bir manyetik yatak mil ile birlikte dönen bir rotor ile elektromıknatıs ve konum sensörü içeren bir statordan oluşmaktadır.

Manyetik yatakların en önemli avantajları güvenilirliklerinin yüksek olması, mekanik temas olmadığı için sürtünmenin söz konusu olmaması, dolayısıyla yağlama gerektirmemesi ve yağlamaya bağlı sorunları içermemesi, mekanik sürtünmenin olmaması nedeniyle bakım masraflarının çok düşük olması, titreşimleri minimize etmesinden dolayı sessiz çalışmasıdır. Bunun yanında, aynı boyutlardaki bir kaymalı yatağa göre daha düşük yük kapasitesinin olması, diğeri bir deyişle aynı yük kapasitesi için daha büyük boyutlara sahip olması, milin ilk konumunda dengelenmesinin uzun ve zahmetli bir süreçle gerçekleşmesi, daha karmaşık bir konstrüksiyona sahip olması, dolayısı ile maliyetinin yüksek olması ve kontrol sistemi, sensörler ve elektromıknatısları çalıştırabilmek için elektrik enerjisine ihtiyaç duyması ise olumsuz yanlarını teşkil



Şekil 6. Manyetik yatağın ana prensibi[6].

etmektedir. Ancak teknolojiye son dönemdeki ilerlemeler, bunların kullanım alanlarını giderek artırmaktadır. Şekil 7'de bir tek kademeli santrifuj pompa çarkının yataklanma prensibi görülmektedir. Şekilde pompanın, rulmanlı yataklar yerine manyetik yatak kullanılarak nasıl yataklanabileceği şematik olarak gösterilmiştir. Ancak, sadece rulmanlı yatakları çıkarıp, manyetik yatağı yerleştirmek yeterli değildir. Manyetik yataklar, kontrol gerektirdiklerinden buna göre tüm yataklama sisteminin yeniden boyutlandırılması ve kontrol ünitesinin tasarlanarak sisteme eklenmesi gerekmektedir.



Şekil 7. Tek kademeli santrifuj pompanın rulmanlı yataklar (a) ve manyetik yataklar (b) ile yataklanmasının karşılaştırılması[7].

5. RULMANLI YATAKLAR

Rulmanlı yataklar da prensip olarak, muylu ile gövde arasına yuvarlanma elemanları yerleştirilmiştir. Bu şekilde yüzeyler arasında kayma direnci yerine, yuvarlanma direnci söz konusu olur. **Tablo 1**'de santrifüj pompalarda yoğun olarak kullanılan rulmanlı yataklar görülmektedir[3]. Tek sıra sabit bilyalı yataklar, çift sıra eğik bilyalı yataklar ve tek sıra eğik bilyalı yataklar en çok kullanılan rulmanlı yatak türleridir. Rulmanlı yataklar, küçük ve orta büyüklükteki pompalarda yüksek hızlara çıkabilmesi ve düşük sürtünme direnci nedeniyle oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Silindirik makaralı yataklar ise, daha büyük boyutlu, daha düşük hızlarda çalışan pompaların yataklanmasında kullanılırlar. Bu tip yataklar uygun yatak konstrüksiyonu ile hem radyal hem de eksenel yük taşıyabilmektedirler.

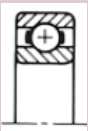
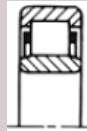
Conrad tip yatak olarak da anılan tek sıra sabit bilyalı yataklar ile çift sıra eğik bilyalı yataklar uçtan emişli veya küçük boyutlu santrifüj pompalarda, uzun yataklama açıklığı gerektiren uygulamalarda ise çift sıralı oynak makaralı yataklar kullanılmaktadır. Tek sıra eğik bilyalı yataklar, bir yönde eksenel kuvvet taşıyabilmekte iken, iki ya da üç tanesi yan yana kullanılarak, her iki yöndeki eksenel kuvvetleri ya da tek yönde, fakat daha büyük eksenel kuvvet taşımaları da sağlanabilir. Pompanın çalışma koşullarına bağlı olarak, tek sıra eğik bilyalı yataklar ya küçük boşluklu ya da düşük ön yüklemeli olarak çalıştırılabilir. Eğik bilyalı yataklarda bilyanın bilezikle temas açısı 40° olduğunda, radyal yüklerin yanında oldukça yüksek eksenel yükler de taşıyabilmektedirler. Bu büyüklükte temas açılı, tek sıra eğik bilyalı yatakların çift olarak kullanımına örnek Tablo 1'de görülmektedir. Söz konusu düzenlemede, her iki yönde de büyük eksenel kuvvetler taşınabilmektedir. Bazı uygulamalarda, çok büyük oranda sadece bir yönde yüksek eksenel yükler oluşmakta, fakat eksenel yatak ters yönde zaman zaman daha küçük de olsa, eksenel yük taşımak durumunda kalabilmektedir. Bu da, tek sıra eğik bilyalı yataklardan bir tanesinin tamamiyle yüksüz kalmasına

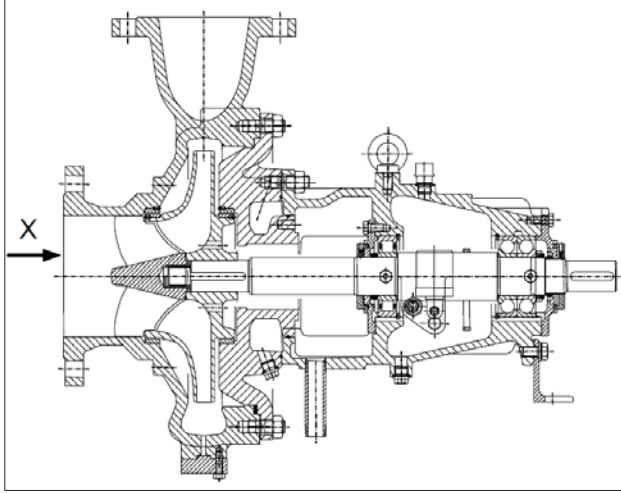
neden olabilmektedir. Yüksüz bilyalarda kayma ve buna bağlı olarak ısınma ve zaman içinde hasar oluşmaktadır. Bunu önlemek amacıyla 40° temas açılı eğik bilyalı yatak ile 15° temas açılı eğik bilyalı yatak bir arada kullanılarak ticari ismi PumPac olan yatak çifti oluşturulmuştur. Bu yataklar belli bir yönde sadece eksenel kuvvet taşımakta ve açıklanan sorun önlenmektedir[8].

Daha önce de belirtildiği gibi, yatay pompalarda yataklar genellikle konumlarına göre ara yataklar (inboard or drive end) ve dış yataklar (outboard or non-drive end) olarak belirtilirler. Ara yataklar gövde ile kavrama arasına yerleştirilir. Çarkları asılı pompalarda yataklar gövdenin her iki yanında yer almaktadır. Bu durumda çarka en yakın olan yatak ara yatak, en uzakta olan yatak da, dış yatak olarak adlandırılır. Pompayı yataklamada kullanılan eksenel yataklar genellikle dışta, radyal yataklar ise ara kısımda konumlandırılmaktadır. Yataklar, pompa gövdesine flanşlarla bağlanmış yatak yuvası içine monte edilmektedir. Yatakların yağlanması farklı şekillerde gerçekleştirilebilir. Bir yağlama bileziği yardımı ile yatak yuvası içindeki haznede bulunan yağın, yatakların bulunduğu bölgeye taşınması ile yağlanabileceği gibi, yağın dışarıdan bir yağ pompası yardımı ile hazne içine yağ sisi şeklinde püskürtülmesi ile de yağlanabilir. Yatakların çalışması sırasında oluşan ısı veya pompalanan sıvıdan dolayı oluşan ısınma, yatak yuvasının yüzeyinden dışarı atılmaktadır. Bu soğutmanın yeterli olmadığı durumlarda, bir soğutma sıvısı dolaştırılarak cebri soğutma da yapılabilir.

Santrifüj pompa **Şekil 8**'de görüldüğü gibi genel olarak bir gövde, yatak yuvası, mil ve çarktan oluşmaktadır. Şekildeki tek kademeli pompa milinin yataklama durumu incelendiğinde silindirik makaralı yatak ile çift sıra eğik bilyalı yatağın birlikte kullanıldığı görülmektedir. Yatakların yağlanması, mil üzerine yerleştirilmiş bir bilezik yardımı ile yapılmaktadır. Çark tarafına yerleştirilmiş olan silindirik makaralı yatak, konstrüksiyonu gereği sadece radyal yük taşıırken, dışa yerleştirilmiş olan çift sıra eğik bilyalı yatak, hem

Tablo 1. Santrifüj Pompaların Yataklanmasında Yaygın Olarak Kullanılan Rulmanlı Yatak Tipleri[3]

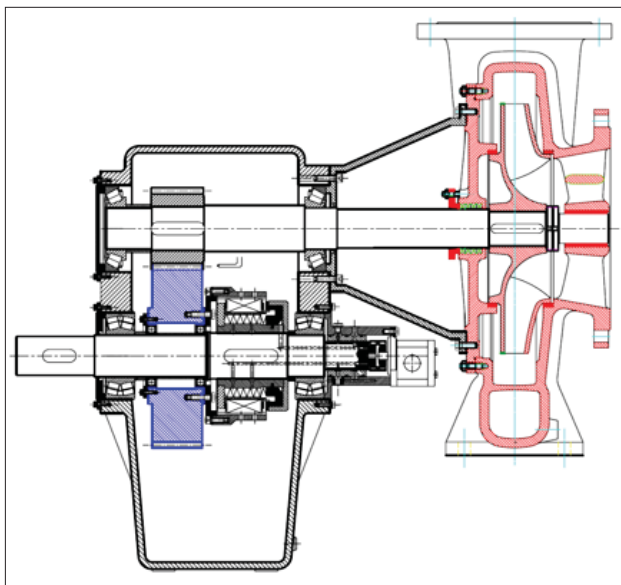
Yatak tipi	Radyal Yük	Eksenel yük	Hız	Eksen kaçıklığı	Yatak tipi	Radyal Yük	Eksenel yük	Hız	Eksen kaçıklığı		
a		X	X	XXXX	XX	e		XXX	-	XXXX	X
b		XX	XX	XXX	X	f		XXXX	XX	XX	XXXX
c		XX	XXXX	XXX	X	g		XXXX	XXXX	XX	X
d		XX	XXXX Tek yönde	XXX	X	a: tek sıra sabit bilyalı yatak b: çift sıra eğik bilyalı yatak c: bir çift tek sıra eğik bilyalı yatak d: PumPac yatak seti e: silindirik makaralı yatak f: çift sıra silindirik makaralı yatak g: çift sıra konik makaralı yatak			Yetersiz Düşük Orta Yüksek Çok Yüksek	'-' X XX XXX XXXX	



Şekil 8. Tek kademeli bir santrifuj pompa ve yataklanması[2].

radyal kuvveti hem de eksenel kuvveti taşımaktadır. Yine eğik bilyalı yatağın, kendi içinde O düzeninde yerleştirilmiş olmasından dolayı, her iki yöndeki eksenel kuvveti de taşıyabilme özelliğine sahiptir.

Şekil 9'da, ülkemiz boğazlarında yer alacak yangın söndürme gemilerinde kullanılan, 1120 Nm moment iletebilecek bir santrifuj pompa ve milinin yataklanması görülmektedir. Yazarların da içinde yer aldığı, tasarımı İTÜ Makina Fakültesi Makina Elemanları birimi Öğretim Üyeleri tarafından gerçekleştirilen, konstrüksiyonda konik makaralı yataklar tercih edilmiştir. Bu yataklar şekilden de görüldüğü gibi, esas olarak pinyonun yataklanmasında da kullanılmaktadır. Konik makaralı rulmanlı yataklar ile, hem yüksek radyal kuvvetlerin, hem de her iki yönde nispeten büyük eksenel kuvvetlerin taşınması mümkün olabilmektedir. Söz konusu yataklar, dişli kutusu gövdesi içine eksenel boşluk ayarı ile monte edildiğinden, kayda değer rijitlikte bir yataklama durumu da elde edilmektedir. Yataklar dişli çark çiftinin yağlanması için dışarıdan



Şekil 9. İ.T.Ü. Makina Fakültesi tarafından tasarlanan dişli kutusuna akuple santrifuj pompa. (Pompa tasarımı Standart Pompa tarafından yapılmıştır.)

püskürtülen yağ sisi ile yağlanmaktadır. Pompa gövdesi içinde yer alan kaymalı yatak, gerçekte bir zorlanmaya maruz kalmamakta, sadece kılavuzlama yapmaktadır.

6. SONUÇ

Sunulan bu çalışmada santrifuj pompalarda oluşan eksenel ve radyal kuvvetlerin pompa yataklarına nasıl etkidikleri ve bunların yatak seçimini nasıl etkilediği tartışılmıştır. Bu pompalarda kullanılan yatak tipleri ve konstrüksiyon örnekleri üzerinden açıklanmıştır.

Kaymalı yatak, rotora rijitlik ve sönümleme sağlamaları, yüksek kuvvetlerin olduğu sistemlerde ve pompalanan akışkanın aynı zamanda yağlayıcı olarak kullanılabildiği durumlarda tercih edilmektedir. Buna karşılık rulmanlı yataklar standart olarak edilebilmeleri ve çok farklı yataklama gereksinimlerini değişik tipteki rulmanlar ile karşılayabilmeleri nedeni ile oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Son yıllarda gelişmekte olan manyetik yataklar ise temassız çalışmaları nedeniyle sürtünme kayıpları açısından ciddi avantajlar sağlamakla birlikte, ilave ekipman gerektirmeleri maliyetlerin artmasına neden olmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Mackay, R., "The Function of Process Pump Bearings", Pumps & Systems, August 2005
- [2] Gülich, J. F., "Centrifugal pumps", pp 39-68, second edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010
- [3] "Bearings in Centrifugal Pumps - Part I", Application Handbook of SKF, 1998
- [4] "Centrifugal Pump Handbook", pp 149-153, Third edition, Sulzer Pumps Ltd, Elsevier Switzerland, 2010
- [5] Holzenberger, K., "Centrifugal Pump Lexion", pp 15-17 ila 308-313, Frankenthal, September 1990
- [6] Iannello, V., "Advances in Magnetic Bearings", Pumps & Systems, February 2009
- [7] Worlitz, F., Stegemann, H., Rottenbach, T., Dörrer, A., Hampel, R., "Simulation-Based Design Method Of Active Magnetic Bearings According To The Criterion Of Dynamic Stiffness (Dds)", Institute of Process Technique, Automation and Measuring Techniques, University of Applied Sciences Zittau/Görlitz, 2000.
- [8] Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P., Heald, C. C., "Pump handbook", pp 2.247-2.294, third edition, McGraw Hill, 2001

SUMMARY

Generally, it is desired that bearing elements are required to fulfill their functions with a minimum loss of energy in mechanical systems. Taking into account the number of pumps all over the world, it will not difficult to imagine how much energy savings can be provided, if a slight amount of improvement can be accomplished on the efficiency of the bearings. In addition, another important factor when designing the bearing arrangement is life of these bearings under relatively large loads. It is determined that pump failures are mainly caused by bearing, sealing and lubrication. Therefore, properly selected bearing, sealing system and lubricant will definitely increase the expected service life of the pump. Centrifugal pump bearing are subjected to hydraulic forces



caused by flow and weights of rotating elements. These bearings at the same time, should restrict the radial and axial motion of the shaft with respect to pump casing within certain limits. Bearing, at the same time, may suffer from lack of lubricant, excessive operating temperature and vibration. If the friction in the bearing is not controlled, additional energy loss, the formation of excessive friction heat, noise and increased wear may develop. Following this, premature bearing damage can be encountered and this ultimately leads to unplanned system shutdown. In other words, the selection of suitable bearings and making the proper bearing arrangement regarding environmental and operating conditions will be crucial. In this study, bearing which can be used in centrifugal pumps are introduced. Mainly, sliding bearings, magnetic bearings and Rolling bearings are discussed from the viewpoint of centrifugal pump's general requirements. The advantages and shortcomings of these bearings are also presented. Bearing forces resulting from pump operation are shown briefly. Some bearing arrangements utilized in commercially available centrifugal pumps are also discussed. Bearing arrangement of a centrifugal pump coupled directly to the output shaft of a gearbox designed by the authors is also presented.

NOTLAR

NOTLAR

NOTLAR

NOTLAR