

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSENEL POMPALARDA ÇARK KANAT
KONSTRÜKSİYONUNUN POMPA GENEL
VERİMİ ÜZERİNE ETKİSİ**

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM YÜRÜRLÜ
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. DURMUŞ KAYA
104304

Enstitü Ana Bilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

ARALIK 2000

104304

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSENEL POMPALARDA ÇARK KANAT
KONSTRÜKSİYONUNUN POMPA GENEL
VERİMİ ÜZERİNE ETKİSİ**

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**


DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. DURMUŞ KAYA

104304

Enstitü Ana Bilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ


Bu tez 22/12/2000 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile kabul edilmiştir.


Doç. Dr. H. İbrahim SARAC
Tez Danışmanı


Prof. Dr. Mesut GÜR
Jüri Üyesi


Doç. Dr. Rıza GÜVEN
Jüri Üyesi


Doç. Dr. İbrahim KILIÇARSLAN
Jüri Üyesi


Doç. Dr. Murat TEKER
Jüri Üyesi

TEŞEKKÜR

Eksenel pompalarda çark kanat konstrüksiyonunun pompa genel verimi üzerine etkisinin etüdüyle ilgili bu çalışmayı yapmamı öneren ve çalışmalarım sırasında hiçbir yardımı benden esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. H. İbrahim SARAÇ'a, çalışmalarında katkılarını gördüğüm Arizona State University öğretim elemanlarından Associate Prof. Dr. Pathrick Phealen ve Dr. David Chau'ya teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca Sakarya Üniversitesi Hidrolik laboratuvarında kurulu bulunan pompa deney tesisatında deneyleri gerçekleştirmemizi sağlayan Prof. Dr. Mesut GÜR'e ve gerekli pompa çark ve diğer elemanlarının imalini yapan Osman KÜÇÜK'e sağladıkları destekten ötürü teşekkür ederim.

Son olarak çalışmaların değişik aşamalarında yardımlarını esirgemeyen Doç. Dr Hayati OLGUN'a, Yard. Doç. Dr. Kadri Süleyman YİĞİT'e ve Dr. Fatma ÇANKA'ya katkılarından dolayı ayrıca teşekkür ederim.

Mak. Yük. Müh. Durmuş KAYA

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
TEŞEKKÜR.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
SEMBOLLER VE İNDİSLER.....	V
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
TABLolar LİSTESİ.....	X
ÖZET.....	XI
SUMMARY.....	XII
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	1
1.1 Kaynak Taraması.....	3
BÖLÜM 2 EKSENEL TURBO MAKİNALARIN GENEL TEORİSİ.....	7
2.1. Turbo Makinaların Temel Teorisi ve Esas Bağlıntılar.....	7
2.2. Normal Bir Eksenel Makinada İki Boyutlu Basit Teoriye Göre Teorik Karakteristiklerin Elde Edilmesi.....	11
2.3. İki Boyutlu Teoriye Göre, Sürtünmeli Akış ve Hakiki Kanatlar ile Karakteristikleri Elde Edilmesi.....	18
2.4. Enerji Kayıpları ve Hidrolik Verim.....	27
2.5. Birçok ElemanseL Makinadan İbaret Makinanın Durumu, Radyal Denge Denklemi.....	29
BÖLÜM 3 EKSENEL TURBO MAKİNALARDA TEĞETSEL HIZ ENERJİSİNİN DÖNÜŞÜM, AÇIK-KAPALI ÇARK KANAT SİSTEMİ VE KANAT SAYISININ POMPA VERİMİ ÜZERİNE ETKİSİ.....	33
3.1. Eksenel Pompalarda Teğetsel Hız Enerjisinin Dönüşümü.....	33
3.1.1. Çark Girişinde Sabit Bir Saptırıcı Kanat Sistemi Bulunan Eksenel Makina.....	35
3.1.2. Çark Çıkışında Sabit Bir Dönüştürücü Kanat Sistemi Bulunan Eksenel Makina.....	37
3.2. Eksenel Pompalarda Kapalı ve Açık Çark Kanat Sisteminin Verime Etkisi.....	40
3.2.1. Açık Çarklarda Aralık Kayıpları.....	40
3.2.1.1. Etki Sayısının Reynolds Sayısına Bağımlılığı.....	43
3.2.1.2. Açık Çarklarda Aralık Debisinin Etkileri.....	43
3.2.1.3. Aralık Kayıplarının Verime Etkisi.....	44
3.2.2. Kapalı Çarklarda Aralık Kaybı.....	46
3.2.2.1. Kapalı Çarklarda Aralık Akışının İkincil Etkisi.....	48

3.3. Eksenel Pompalarda Kanat Sayısının Verime Etkisi.....	48
3.3.1. Sonsuz Sayıda Kanat Kabulü.....	49
3.3.2. Sonlu Kanat Sayısı.....	51
BÖLÜM 4 DENEY DÜZENEGİ.....	54
4.1. Deney Düzeneginin Genel Tanımı.....	54
4.1.1. Elektrik Motoru.....	55
4.1.2. Sürücü (frekans invertoru).....	55
4.1.3. Debi Ölçer.....	56
4.1.4. Debi Ayar Vanası.....	56
4.1.5. Basınç Ölçerler.....	56
4.1.6. Akışkan Tankları.....	57
4.1.7. Emme ve Basma Hatları.....	57
4.2. Ölçü Aletlerinin Kalibrasyonu.....	57
4.3. Sürücünün Motora Adaptasyonu.....	57
4.4. Debi Ölçerin Kalibrasyonu.....	58
4.5. Basınç Ölçerin Kalibrasyonu.....	58
4.6. Veri Toplama ve Kontrol Sistemi.....	59
4.6.1. Veri Toplama Kartı (A/D Dönüştürücü).....	60
4.6.2. Scada Programı.....	61
4.6.2.1. Görev Tasarımcısı (Task Designer).....	61
4.6.2.2. Görüntü Tasarımcısı (Display Designer).....	61
4.6.2.3. Rapor Tasarımcısı (Report Designer).....	62
4.7. Deney Prosedürü.....	62
4.8. Deney Pompası ve Deneyde Kullanılan Çarklar.....	63
4.9. Hesap Yöntemi.....	68
BÖLÜM 5 DENEY SONUÇLARI.....	70
5.1. Dönüştürücü Kanat Sisteminin Pompa Verimine Etkisi.....	70
5.2. Kapalı ve Açık Çarkın Eksenel Pompa Verimine Etkisi.....	81
5.3. Kanat Sayısının Pompa Verimine Etkisi.....	88
5.4. Kanatlar Üzerinde Kanal Bulunan Pompa Çarkının Verime Etkisi.....	94
BÖLÜM 6 SONUÇLAR.....	100
BÖLÜM 7 TARTIŞMA VE ÖNERİLER.....	105
KAYNAKLAR.....	107
EK-A.....	112
EK-B.....	117
ÖZGEÇMİŞ.....	131

SEMBOLLER

- C = Hız üçgenlerinde tarif edilen mutlak hızlar
C_m= Hız üçgenlerinde tarif edilen meridyen (Aksenal) hızlar
C_u= Hız üçgenlerinde tarif edilen mutlak hızın teğetsel bileşeni
 $\Delta C_u =$ Çarkın girişi ile çıkışı arasındaki teğetsel sapma
 $\Delta C_u = C_{u2} - C_{u1}$
U= Sürüklenme hızı
W= Hız üçgenlerinde tarif edilen izafi hızlar
 $\omega =$ Açısal hız
r = Yarı çap
n = Devir sayısı
Q = Debi
H, H_m = Manometrik yükseklik
H_k = Sürtünme kayıplarına tekabül eden manometrik yükseklik
M= Moment
M_h = Hidrolik moment
M_{mil} = Mil momenti
P_s = Statik basınç
C_L= Kaldırma katsayısı
C_D= Direnç katsayısı
t= Hatve
l= Kanat boyu
K= Kaskat tesir faktörü
z= Kanat sayısı
L= Kaldırma kuvveti veya toplam kanat boyu
D= Direnç kuvveti
P= Hidrodinamik kuvvet
a= Kanadın karın teğetine göre ölçülen hücum açısı
a₀= Sıfır kaldırma istikametine göre ölçülen hücum açısı
a_a= Sıfır kaldırma için karın teğetine göre ölçülen hücum açısı
 $\beta =$ İzafi hızla sürüklenme hızı arasındaki açı
 $\beta^* =$ Kaskat cephesi ve kanat doğrultusu (veya karın teğeti) arasındaki açı
 $\theta =$ Mutlak hızla sürüklenme hızının tersi arasındaki açı
 $\phi =$ Mutlak hızla sürüklenme hızı arasındaki açı
Y= Özgül enerji
Y_k= Özgül kanat enerjisi
Y_{k∞}= Sonsuz kanat halinde özgül kanat enerjisi

Ya =Aralık basıncı özgül kanat enerjisi
 ΔY =Kademe özgül kanat enerjisi
A=Alan
Q= Hacimsel debi
Mmil= Mil momenti
 Θ =eksenel kanadın sapma açısı ($\beta_2-\beta_1$)
 Γ =Dolanım
g = Yerçekimi ivmesi
 ρ = Özgül kütle
 η_h = Hidrolik verim
F, ϕ = Debi katsayısı ($F=C_m /U$)D
 ψ = Düşü katsayısı ($\Psi=2gH / U^2$)
 λ = Sıfır manometrik yükseklik için dış çaptaki debi katsayısının tersi
 μ = Sıfır debi için dış çaptaki düşü katsayısının karesi

İNDİSLER

A= Akış yönündeki ilk çarka ait
B= Akış yönündeki ikinci çarka ait
T= Toplam (Bütün kontrarotatif makinaya ait)
1=Giriş
2= Çıkış
 ∞ = Vektörel ortalama ile bulunan izafi hıza ait
c = Sıfır manometrik yüksekliğe tekabül eden değerlere ait
o = Sıfır debiye ait
R = Redresörlü
S = Sabit saptırcılı
s = Ayrılma başlangıcı, aralık boşluğu
a = Akışkan
h = Hava
e = Eksenel
t = Teğetsel
i = Göbek ,iç
d,o = Çevre , dış
op = Optimum
max = Maksimum
teo = Teorik
(1) = Birim genişlikteki

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1 Bir pompa sistemindeki hız üçgenleri.....	7
Şekil 2.2 A-A Elemensel makinanın açılımı.....	12
Şekil 2.3 Weinig diyagramı.....	13
Şekil 2.4 Elemensel makinanın hız üçgenlerinin bir arada gösterimi.....	15
Şekil 2.5 Eksenel pompa karakteristikleri.....	17
Şekil 2.6 Kanat profilinin hücum açısına göre direnç ve kaldırma katsayısının de- ğişimi.....	20
Şekil 2.7 P hidrolik kuvveti bileşenlerinin hız üçgenlerinde gösterimi.....	21
Şekil 2.8 Çok sayıda elemensel makinadan oluşan gerçek makinanın karakteristiği.....	29
Şekil 3.1 Çark-redresör (dönüştürücü) sistemli eksenel pompa.....	34
Şekil 3.2 Çark girişinde sabit bir saptırıcı kanat sistemi bulunan eksenel pompaya ait hız üçgenler.....	35
Şekil 3.3 Çark çıkışında sabit bir dönüştürücü kanat sistemi bulunan eksenel pompaya ait hız üçgenleri.....	38
Şekil 3.4 Açık kanatlı eksenel çarkın büyüklükleri.....	41
Şekil 3.5 Aralık boyutlarının şematik gösterilişi.....	45
Şekil 3.6 Kanat uyumlu akış halinde normal ve kısmi yüklerde bir pompa çarkının hız üçgenleri.....	50
Şekil 3.7 Sonsuz kanat halinde (kanat uyumlu akış) verdiye bağlı olarak kanat enerjisinin değişimi.....	50
Şekil 3.8 Y_{kox} ve Y_{kx} çizgilerinin birbirine göre konumları.....	52
Şekil 3.9 $s=0$ 'da kanat sayısının etkisi.....	53
Şekil 4.1 Deney düzeneğinin şematik görünümü.....	54
Şekil 4.2 Debi ölçerin kalibrasyon eğrisi.....	58
Şekil 4.3 Basma ve emme basınç transmitterinin kalibrasyon eğrileri.....	59
Şekil 4.4 Veri toplama ve kontrol sistemi.....	59
Şekil 4.5 Dört kanatlı çarkın teknik özellikleri.....	64
Şekil 4.6 Üç kanatlı çarkın teknik özellikleri.....	65
Şekil 4.7 Dönüştürücü kanat sisteminin teknik özellikleri.....	65
Şekil 4.8 Kapalı kanat sisteminin (C4-II) teknik özellikleri.....	66
Şekil 4.9 Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin (D4-II) teknik özellikleri.....	67
Şekil 5.1 B3 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	72
Şekil 5.2 B3 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q- η eğrisi.....	72
Şekil 5.3 B3 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	73
Şekil 5.4 A4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	73
Şekil 5.5 A4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q- η eğrisi.....	74
Şekil 5.6 A4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	74

Şekil 5.7 B3 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	75
Şekil 5.8 B3 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	75
Şekil 5.9 B3 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	76
Şekil 5.10 A4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	76
Şekil 5.11 A4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	77
Şekil 5.12 A4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	77
Şekil 5.13 B3 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	78
Şekil 5.14 B3 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	78
Şekil 5.15 B3 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	79
Şekil 5.16 A4 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	79
Şekil 5.17 A4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	80
Şekil 5.18 A4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	80
Şekil 5.19 C4-II ve A4-II çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	82
Şekil 5.20 A4-II ve C4-II çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	82
Şekil 5.21 A4-II ve C4-II çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	83
Şekil 5.22 A4-II ve A4-II çarkı kullanarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	84
Şekil 5.23 A4-II ve C4-II çarkı kullanarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	84
Şekil 5.24 A4-II ve C4-II çarkı kullanarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	85
Şekil 5.25 A4-II ve C4-II çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	86
Şekil 5.26 A4-II ve C4-II çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	86
Şekil 5.27 A4-II ve C4-II çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	87
Şekil 5.28 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	89
Şekil 5.29 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	89
Şekil 5.30 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	90
Şekil 5.31 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	90
Şekil 5.32 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	91
Şekil 5.33 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	91
Şekil 5.34 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	92
Şekil 5.35 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	92
Şekil 5.36 A4-II ve B3-II çarkları kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	93
Şekil 5.37 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	95
Şekil 5.38 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	95
Şekil 5.39 A4 ve D4 çarkları kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	96
Şekil 5.40 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	96
Şekil 5.41 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	97
Şekil 5.42 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	97
Şekil 5.43 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi.....	98
Şekil 5.44 A4 ve D4-II çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi.....	98
Şekil 5.45 A4 ve D4 çarklı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi.....	99
Şekil A.1 Akışkan parçacığı.....	112
Şekil A.2 Meridyen kesitteki eğrisel akış çizgisi.....	114
Şekil B.1 Çift çarklı kontratif eksenel makina sistemi.....	117
Şekil B.2 Çift çarklı bir sisteme ait hız üçgenleri.....	118

Şekil B.3 Kontratif aksel makinanın hız üçgenlerinin bir arada gösterilişi.....	120
Şekil B.4 İki boyutlu eşmomentli kontratif aksel pompaya ait hız üçgenleri.....	123
Şekil B.5 Eşmomentli kontratif aksel turbo makina sistemi.....	127



TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1 Deneyde kullanılan tüm çark dönüştürücü kanat sisteminin kombinasyonu...	63
Tablo 5.1 Deneyde kullanılan çark dönüştürücü kanat sisteminin kombinasyonu.....	60
Tablo 5.2 Deneyde kullanılan açık ve kapalı çark kanat sisteminin kombinasyonu.....	81
Tablo 5.1 Deneyde kullanılan üç ve dört palalı çark kanat sisteminin kombinasyonu....	88
Tablo 5.1 Deneyde kullanılan üzerine kanal açılmış çark ile normal açık tip çark kanat Sisteminin kombinasyonu.....	91



ÖZET

Anahtar Kelimeler: Eksenel Pompa, Çark Kanat Konstrüksiyonu, Pompa Genel Verimi.

Bu çalışmada eksenel pompa çark kanat konstrüksiyonunun pompa genel verimi üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir.

Çalışmanın teorik inceleme bölümü; eksenel türbo makinaların genel teorisi, eksenel pompalardaki teğetsel hız enerjisinin dönüşümü, çark kanat sayısının etüdü ve açık ve kapalı eksenel pompa çarkının etüdülerinden oluşmuştur.

Deneysel çalışma için dört adet pompa çarkı tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneyde kullanılan pompanın gövde ve diğer elemanları tek tip olarak tasarlanmasına karşılık, deneyde kullanılan pompalar bu gövde üzerine rahatlıkla monte edilebilmektedir. Pompa motoru hız kontrol ünitesine sahip olup deneylerde 1000, 1500 ve 2000 d/d devir sayıları kullanılmıştır.

Eksenel pompalarda teğetsel hız enerjisinin dönüşümünün deneysel etüdü için üç ve dört palalı çarkların sabit dönüştürücü kanatlı ve dönüştürücü kanatsız testleri yapılmıştır. Deneyler sonucunda; sabit dönüştürücü kanat kullanılmasıyla pompa sisteminin genel veriminde %4'e varan bir artış elde edilmiştir. En yüksek genel verim ise, pompa motorunun 1000 d/d devrinde, sabit dönüştürücü kanatlı ve dört palalı çarktan %65 olarak elde edilmiştir.

Eksenel pompalarda çark pala sayısının pompa genel verimi üzerine etkisinin deneysel etüdünde üç ve dört palalı çark kullanılmıştır. Deneyler sonucunda; dört palalı çarktan üç palalı çarka göre %3 oranında daha yüksek verim elde edildiği görülmüştür. Verimin en yüksek değeri pompa motorunun 1000 d/d devrinde ve dört palalı çark'ta %64 olarak bulunmuştur.

Açık ve kapalı eksenel çark sisteminin deneysel etüdü için kapalı kanatlı çark sisteminin testi yapılmış elde edilen sonuçlar açık kanatlı çark için elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu deneylerde 1000 d/d hızında açık kanatlı çarktan %2 oranında daha fazla verim elde edilirken, 1500 d/d hızda aynı değerlerde bulunmuş, 2000 d/d hızında ise kapalı kanatlı sistemden %3 daha fazla verim elde edilmiştir.

Ayrıca, kanatların iki adedi üzerinde delik (kanal) bulunan dört kanatlı çark kullanılarak pompa verim deneyleri yapılmıştır. Bu çalışmaların sonucunda delikli kanatlar çarkın genel verimini düşürdüğü görülmüştür.

Bütün deneysel çalışmalar sonucunda ise dönüştürücüsüz kanat sisteminin kullanılmasıyla eksenel pompalarda debi kısılmasına bağlı olarak pompa mil gücü azaldığı ortaya konmuştur. Eksenel pompaların genel özelliklerinden biri ise debi kısılmasına bağlı olarak mil gücünün artmasıdır. Bu kural dönüştürücü kanat kullanarak yapılan deneylerde sağlanırken, dönüştürücü kanatsız sistemle yapılan deneylerde bunun tersi bir sonuç elde edilmiştir.

AXIAL FLOW PUMP IMPELLERS-EFFECTS OF PUMP DESIGN PARAMETERS ON ITS PERFORMANCE

SUMMARY

Key Words : Axial Flow Pump, Pump Design Parameters, The Effect Of Its Performance.

The effects of design parameters of axial flow pump impellers on its performance are experimentally investigated.

Theoretical studies consist of general theory of turbo machinery, regaining the tangential velocity energy of pump, investigating the effect of number of impeller blades and open and closed type axial flow pump impeller.

In the experimental study, four axial pump impellers were designed and constructed. The stator and other parts of the pumps employed in the experimental studies are standard and in these experiments, the rotational speed of the pump motors are 1000, 1500 and 2000 rpm.

For the experimental studies of regaining of tangential velocity energy of pump, the impellers with three and four blades were tested with and without guided vane. As a result, the efficiency improvement upto %4 using guided vanes has been observed. The best efficiency is obtained at 1000 rpm using guide vane with four blade impeller as %65.

For the experimental studies of the effects of number of blades on pump efficiency, impellers with three and four blades is used. The experiment results showed that the efficiency can be increased by upto %3 using four blade impeller with respect to three-blade impeller, and the best efficiency is obtained at 1000 rpm using four blade impeller as %64.

For the experimental studies for open and closed type impeller, the closed type impeller is tested and the results are compared with the previous results for open type impeller. In these experiments, while using open type impeller resulted in %2 more efficiency than using closed type impeller at 1000 rpm, it gave same result at 1500 rpm and %3 less efficiency at 2000 rpm.

The last experimental studies consist of opening two channels through the two of the four blades of the impeller. No pump efficiency increase has been observed using them.

One of the most important challenges obtained in this study is that when the flow rates decreases, shaft moment decreases with using guide vane. The opposite effect is observed without guide vane, which is a known fact.

BÖLÜM 1 GİRİŞ

Günümüzde rotodinamik pompalar içinde radyal pompalardan sonra en çok kullanım alanına sahip pompalar; eksenel pompalardır. Eksenel pompalar yüksek debi ve düşük basma yükseklikleri için tercih edilmektedir. Pompanın özgül hızı büyüyünce çarkın formu değişir ve akış radyal halden eksenel hale kayar. Büyük debiler için en uygun çözüm pompanın akış kesitini büyütmektir. Ayrıca manometrik yüksekliğin büyük olması da istenmediğinde, eksenel akışlı çarklar en uygun çözüm olmaktadır. Bu pompalarda, suyun çarkı geçmesi sırasında sürtünme kayıplarını azaltmak için çark genellikle açık yapılır. Yani, burada çark kanatlarını dıştan kavrayan bir çember yoktur. Bu durumda kaçak kayıplar söz konusu olur. Eksenel bir akışta dönmesiz olarak emilen su çark içinden geçerken, bir taraftan H_m manometrik yüksekliğini kazanır, diğer taraftan bir dönme hızı bileşeni yüklenir. Çarktan çıkan suyun teğetsel hız bileşenini yok etmek, yani başka bir deyişle akışı tekrar tam eksenel hale getirmek için çıkış kısmına akım dönüştürücü kanatlar ilave edilir. Bu organ bir bakıma kanatlı diffüzörden başka birşey değildir. Çünkü teğetsel hız bileşeni yok edildiğinden toplam hız vektörünün şiddeti azalmıştır.

Eksenel akışlı çarkların hesabı ile radyal akışlı çarkların hesabı arasındaki fark, radyal akışlı çarklarda akım çizgilerinin dönme eksenine dik olması ve aynı yarıçap üzerinde eşit enerji gradyanının bulunması yani akışın iki boyutlu olmasından ileri gelir.

Eksenel akışlı çarklarda ise enerji gradyanları aynı eksenli akış yüzeyleri üzerinde birinden diğerine değişirler.

Eksenel pompalar; kimyasal prosesler, rafineriler, tarım ve gıda sektörü, enerji santralleri, v.b. gibi çok geniş bir uygulama alanına sahiptir.

Bu çalışmada; eksenel pompaların çark kanat konstrüksiyonunun pompa genel verimi üzerine etkisi teorik ve deneysel olarak incelenirken konuyla ilgili ayrıntılı literatür araştırması da yapılmıştır.

Teorik kısımda; Turbo makinaların genel teorisi, eksenel pompalardaki teğetsel hız enerjisinin dönüşümü, çark kanat sayısının etkisi ve açık-kapalı eksenel pompa çarkının pompa verimi üzerine etkisi incelenmiştir.

Dördüncü bölümde deney düzeneği anlatılmıştır. Deney düzeneği pompa, elektrik motoru, depolama ve kalibrasyon tankları ve kontrol sisteminden oluşmaktadır.

Beşinci bölüm deneysel çalışmaların sonucunun irdelenmesidir. Burada; eksenel pompalarda teğetsel hız enerjisinin basınç enerjisine dönüşebilirliği, kanat sayısı ve açık ve kapalı çarkların pompa verimi üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Eksenel pompalarda teğetsel hız enerjisinin dönüşümünün deneysel etüdü için üç ve dört palalı çarkların sabit dönüştürücü kanatlı ve dönüştürücü kanatsız testi yapılmıştır. Açık ve kapalı eksenel çark sisteminin deneysel etüdü için kapalı çark sisteminin testi yapılmış elde edilen sonuçlar açık kanatlı çarkın deneyinde elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çark kanat sayısının pompa genel verimi üzerine etkisinin deneysel etüdü için üç ve dört palalı çarklar için elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Literatürde bulunmayan yeni bir tasarımda deneysel olarak incelenmiştir. Burada dört kanatlı eksenel pompa çarkının iki kanadına kanal açılmış ve açılan bu kanalların pompa genel verimine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyde kullanılan pompanın gövde ve diğer elemanları tek tip olarak tasarlanmasına karşılık, deneyde kullanılan pompalar bu gövde üzerine rahatlıkla monte edilebilmektedir. Pompa motoru hız kontrol ünitesine sahip olup deneylerde 1000, 1500 ve 2000 d/d devir sayıları kullanılmıştır.

Altıncı bölümde deneysel ve teorik çalışmalarda elde edilen sonuçlar ortaya konulmuştur.

Yedinci bölüm ise bu çalışmalarda elde edilen önemli sonuçların tartışılması ve önerilerden oluşmaktadır.

1.1. Kaynak Taraması

Santrifüj pompaların tasarımında ve üretiminde çoğunlukla ampirik denklemler kullanılmaktadır. Ayrıca tasarımcının tecrübesi çok büyük önem taşımaktadır (KOVATS, 1964; STEPANOFF, 1948). Firma açısından tasarıma verilen önem müşterinin taleplerini karşılamak açısından önemlidir. Pompanın geniş çalışma aralığına sahip olması, ucuz olması, maliyetinin düşük olması ve müşterinin talep ettiği gerekli kapasitede istenen performansı vermesi; firma tarafından talebi karşılamak üzere dikkatle ele alınması gereken temel özelliklerdir. Pompa üretimi yapan çoğu firmanın kendi tasarım teknikleri ve üretim yelpazeleri mevcuttur. Buna rağmen optimum tasarım için bazı teknikler literatürde tanımlanmaktadır (ANDERSON, 1980; WHITFIELD ve BAINES, 1990).

Eksenel pompalar üzerine bugüne kadar çok sayıda çalışma yapılmıştır. Aschenbrenner (1965)'de ve Scheer (1958)'de bu konu üzerinde çalışmalarda bulunmuşlardır. Atabek (1965) eksenel turbo makinalarda teğetsel hız enerjisinin dönüşümü için çift çarklı sistemlerin etüdünü yapmıştır. Lakshminarayana ve Pandya (1983), turbo makinalar üzerinde yaptıkları 2 ayrı deneysel çalışmada, eksenel akışta aralık boşluğunun etkilerini incelemişlerdir. Eksenel pompa çarkı içerisindeki akışın potansiyel teori yöntemi ile (STOCKMAN, 1963) tarafından ve gerekse ampirik ifadelerle (MYLES, 1965) tarafından incelenmiştir.

Son zamanlarda eksenel akışlı pompalarda çark içindeki akışın sayısal çözümü için CFD (Computational Fluid Dynamics) yöntemi kullanılmaktadır. MINER, (1997), Bir dönel silindirik kordinasyon sisteminde 3 boyutlu olarak (Reynolds ortalama) Navier Stokes denklemlerini CFD kodu kullanarak çözmüştür.

Zierke ve Straka, (1996) deneysel çalışmalarında (şeffaf bir pompa sisteminde) boyalı akışkan kullanarak akış tabaka ayrımı vorteks kaçaklarının tespitini gözlemiş ve önemli ikincil akışların gelişimini incelemiştir.

Genel olarak aksel pompa dizaynı, pompa giriş ve çıkış basıncı ve debi esas alınarak yapılmaktadır. Ancak Weildong, (1998) aksel pompa çarkının kendine has özelliklerini kullanarak, ZM931 bilgisayar modeliyle optimum dizaynı gerçekleştirmiştir. Bu modelle dizayn yapılan pompalardan; yüksek verim, geniş basma aralığı, düşük kavitasyon katsayısının elde edildiği ortaya konulmuştur.

Eksel akışlı pompa ve kompresörlerde uygun dönüştürücülü kanat sistemi seçilmesi halinde çıkış basıncı artırılabilirliği (HORLOCK, 1990) tarafından belirtilmiştir.

Alpan ve Peng, (1991) farklı konstrüksiyonlarda imal edilmiş aksel pompa çarkı kullanarak emme kaçaklarını etüd etmişlerdir. Eksel pompalarda aralık boşluğu ve yüksekliğin vorteks kavitasyonuna etkisini Laborde ve arkadaşları (1997) etüd etmişlerdir.

İki boyutlu aksel akışlı pompa dönüştürücü kanat sisteminde katı optimizasyonu non liner problem olarak formüle edilerek, ayrılmalara bağlı olarak profil kayıpları minimuma indirilmiştir (LIU, 1995). Sarto, (1989), basınç dalgalanmalarına bağlı olarak oluşturulan farklı kavitasyon şartlarında kavitasyon gürültüsünü araştırmıştır.

Eksel akışlı pompalarda radyal faktörler, aksel ve çevresel bileşenler kadar önemli bir etkiye sahiptir. Ancak sadece aksel ve çevresel faktörlerin kullanılarak yapılan hesaplamalar yanlış sonucu verebilir (TANAKA, 1997).

Murakimi ve Minemura, (1983), Kavitasyon olayını incelemek amacıyla pompaya verilen hava kabarcıklarının davranışını deneysel olarak incelemiş ve hava kabarcıklarının suyun akış çizgilerinden ayrılmasını ve bu ayrılmanın hava kabarcığının çapına, pompa özgül hızına ve suyun debisine bağlı olduğunu göstermiştir. Yine Murakimi ve Minemura (1993), Eksel pompalarda hava

kabarcıklarının pompa performansına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Sonuçta; hava kabarcıklarının artması ile pompa performansında düşme görülmüştür.

Parell ve Billet (1994), Eksenel pompalarda vorteks kaçaklarının kaviteyona etkisini deneysel olarak etüd etmişlerdir. Bu çalışma sonunda; aralık boşluğunda oluşan vortekslerin minimum basıncını tahmin eden bir bağıntı geliştirmiştir. Bu bağıntının deneysel neticelerle uygunluk gösterdiği, ayrıca aynı konuda yapılan diğer çalışmalarla uyumlu olduğu ortaya konmuştur.

Veres (1994), roket motorlarında kullanılan santrifüj ve eksenel pompaların tasarım ve tasarım dışı performansını tahmin eden PUMPA adlı program yazmıştır. Akışkanlar mekaniğinde olan gelişmeler kullanılarak santrifüj pompa elemanları içerisindeki akış, temel ve teorik yaklaşımlar ile çözümlenmeye çalışılmıştır. Araştırmalar genellikle çark kanatları arasındaki akış içinde yoğunlaşmıştır (SARIOGLU, 1997).

ACOSTA (1954) logaritmik spiral şeklindeki kanat formuna sahip kanatlar arasındaki akışı çözümlemek için Fourier serisi yardımıyla kompleks değişkenlerin ayrılması teorisini kullanmıştır. Burada; radyal kanatlar üzerindeki basınç dağılımını hesaplamış ve literatürdeki sonuçlarla karşılaştırmıştır. AYYUBI ve RAO (1971), MOHANNA ve RAO (1977), ACOSTA (1954)'nın çalışmalarını esas alarak tekil noktaların dağılımı metodunu kullanarak en uygun kanat kalınlığını hesaplamıştır.

(ÖZGÜR, 1977) eksenel akışlı pompalarda çarktan çıkan suyun teğetsel hız bileşenini yok etmek için yani akışı tekrar eksenel hale getirmek için çıkış kısmına sabit doğrultucu kanatlar ilave edilmesi gerektiğini belirtmiştir.

MINER ve Arkadaşları (1988) 16.0'lik logaritmik spiral şeklinde kanatlara sahip laboratuvar pompası çarkı içerisinde ve salyangozunda (iki boyutlu lazer doppler anemometrisi ile) hız ölçümleri yapmıştır. Kanatlar arası düzlemdeki hız ölçümleri dört çevresel pozisyonda ve değişik yarıçaplarda gerçekleştirilmiştir. Ayrıca kanat çıkışlarında da ölçümler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar kanatların ve salyangozun birlikte modellendiği iki boyutlu potansiyel akışa ait sonuçlar ile karşılaştırılmıştır

(MINER ve diğeri, 1992). Burada; tasarım dışı çalışma koşullarında pompa salyangozunun çark verimini etkilediği belirtilmiştir.

Endüstriyel amaçlı pompaların kanat geometrileri laboratuvar pompalarının ki gibi olmayıp daha farklıdır. COMBES (1992) iki boyutlu lazer doppler anemometrisi kullanarak endüstriyel pompa çarkı ve difüzöründe ayrıntılı akış ölçümleri yapmıştır. Tasarım debisinin %50 ve %100 arasındaki değerleri için sekiz radyal pozisyonda ölçümler yapılmış ve sonuçlar üç boyutlu türbülans modeli içeren sonlu elemanlar programıyla karşılaştırılmıştır.

GOTO (1992), karışık akımlı pompa çarkında iki delikli basınç probu kullanarak deneysel ölçümler yapmış ve sonuçlarını DAWES (1998) tarafından geliştirilen ve üç boyutlu Navier–Stokes denklem takımlarının çözümüyle hesaplanan sonuçlarla karşılaştırmıştır.

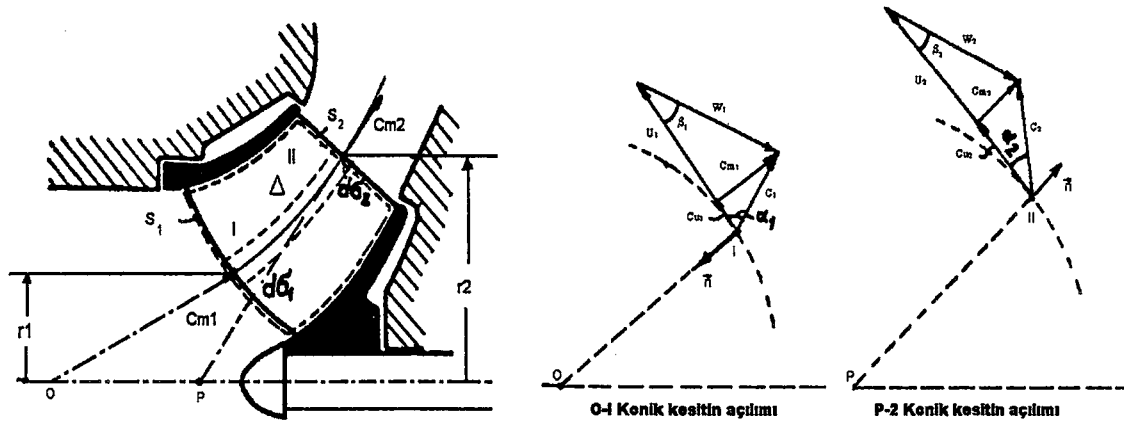
ANDERSON (1991), Girdapsız ve sıkıştırılmaz akış çözümlerinde; kanat üzerindeki basınç dağılımını elde etmekte kullanılan tekil noktalar metodun oldukça iyi sonuç verdiğini söylemiştir. PATANKAR (1980) iki ve üç boyutlu sıkıştırılmaz Euler denklemlerinin, çözümünde Basınca dayalı metodu kullanmıştır. Basınca dayalı metodda denklemler; yardımcı bir basınç denklemi kullanılarak (Poisson denklemi) elde edilen tahmin edilmiş bir basınç alanı ile birlikte kullanılır. Çoğunlukla rahatlama (relaxation) teknikleri bu denklemlerin çözümünde iyi netice verir. Bu metod oldukça geniş bir kullanım alanına sahiptir.

BÖLÜM 2 EKSENEL TURBO MAKİNALARIN GENEL TEORİSİ

2.1. Turbo Makinaların Temel Teorisi ve Esas Bağlılıklar:

Turbo makinaların temel bağlılıkları esas itibarıyla hareket miktarı teoremine dayanmakta olup ilk olarak 18. yüzyılda Leonard-Euler tarafından hidrolik moment bağlılıkları ile ortaya konmuştur. Her tip makine için ayrı ayrı verilen ve yalnızca tek boyutlu akışları ele alan bu bağlılıkları aşağıda görüldüğü gibi genelleştirmek mümkündür (Atabek, 1965).

Şekil 2.1'de şeması verilen makinada (1) indisler girişi, (2) indisleri çıkışı karakterize etmektedir. Her hangi bir noktada akışkanın mutlak hızı C , ω açısal hızı ile dönen çarkın sürüklenme hızı U , çarka nazaran izafi hızı ile W ile gösterilsin. Giriş ve çıkış hız üçgenleri şekilde belirtilmiştir.



Şekil 2.1 Bir pompa sistemindeki hız üçgenleri

Bir taraftan giriş ve çıkış yüzeyleri diğer taraftan çarkın cidarları ile sınırlanmış olan bölgeye (şekilde noktalı hat ile gösterilmiş Δ bölgesi) hareket miktarını momentini en geniş anlamı ile tatbik edelim. Hareket daimi kabul edildiğine göre bölgeye tatbik edilen dış kuvvetlerin momentleri toplamı birim zamanda bölgeyi terk eden kinetik momentler toplamına eşit olacaktır.

Δ bölgesini sınırlayan S yüzeyi üzerinde yüzey elamanı $d\sigma$ ile normal (dışa doğru) birim vektörü \vec{n} ile gösterilirse,

$$\sum \vec{M} = \iint \rho \vec{C} \Lambda \vec{r} (\vec{n} \cdot \vec{C}) d\sigma \quad (2.1)$$

yazılır. Giriş ve çıkış yüzeylerinde basınç kuvvetlerinin eksene göre momentleri sıfır olduğundan birinci tarafta yalnızca çarka uygulanan M_h hidrolik momentin eksi işaretlisi kalır. Hızların teğetsel ve meridyen bileşenleri ele alınarak,

$$-M_h = \iint \rho \cdot C_u \cdot r \cdot (\vec{n} \cdot \vec{C}) d\sigma \quad (2.2)$$

S_1 giriş yüzeyini S_2 çıkış yüzeyini gösterirse çark cidarlarından kaçış olmadığına göre, girişte skaler çarpımın negatif olduğunda göz önüne alınarak,

$$-M_h = \iint \rho \cdot C_u \cdot r \cdot C_m d\sigma - \iint \rho C_u \cdot r \cdot C_m \cdot d\sigma \quad (2.3)$$

denklemleri elde edilir. Sonsuz küçük yüzey elamanından geçen dq debisi hesaba katılarak, düzeltme yapılırsa hidrolik moment,

$$M_h = \iint_{S_1} \rho \cdot C_u \cdot r \cdot dq - \iint_{S_2} \rho \cdot C_u \cdot r \cdot dq \quad (2.4)$$

Tek boyutlu teoride giriş ve çıkış kesitleri birer değer ile temsil edilebildiklerinden, sıkıştırılmayan akışlar için Q makinanın debisini göstermek üzere Euler denklemi buradan kolaylıkla elde edilir.

$$Mh = \frac{\gamma}{g} \cdot Q(Cu_1 \cdot r_1 - Cu_2 \cdot r_2) \quad (2.5)$$

Hidrolik momentin işareti turbo makinanın karakterini tayin işleminde esas rolü oynar;

a) Makinanın dönüş yönü ile hidrolik moment yönü aynı ise makine bir “Türbin” dir.

b) Makinanın dönüş yönü hidrolik moment yönünün aksi yönünde ise bu taktirde makina mekanik enerji yutmaktadır. Bu halde iki durumu birbirinden ayırmak gerekir;

1) Isıya dönen kayıplar, yutulan mekanik enerjiden küçüktür ki bu durumda enerjinin bir kısmı makineyi terk eden akışkana verilmekte olduğundan makine bir “Pompa” dır.

2) Yutulan mekanik enerjinin tamamı kayıplara harcanırsa makina bir “Hidrolik Fren” den başka bir şey değildir. Bu durumda verim sıfırdır. Kayıplar yutulan mekanik enerjiyi de aşarsa bu halde verim negatiftir. Yani aynı zamanda hidrolik enerji de yutulmaktadır.

Matematiksel olarak daha kısa bir ifadeyle,

$$\vec{\omega} \cdot \vec{M}_h > 0 \quad \text{Türbin} \quad (2.6a)$$

$$\vec{\omega} \cdot \vec{M}_h < 0 \quad \text{Pompa ve Fren} \quad (2.6b)$$

yazılabilir. Yani mekanik gücü veren skaler çarpım pozitif ise makina türbin olarak çalışır. Hidrolik verim ifadesini belirtilmek istenirse; birim ağırlıktaki akışkanın makinanın girişi ile çıkışı arasında kazandığı enerji manometrik yükseklik olarak tanımlanacaktır. Buna göre pompa halinde elde edilen hidrolik güç, yutulan mekanik güce oranlanırsa makinanın hidrolik verimi elde edilir.

$$\eta_h = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_m}{-\omega \cdot M_h} \quad (2.7)$$

$$\eta_h = \frac{g \cdot H_m}{Cu_2 \cdot U_2 - Cu_1 \cdot U_1} \quad (2.8)$$

Manometrik yükseklik ifadesi,

$$H_m = \frac{Cu_2 \cdot U_2 - Cu_1 \cdot U_1}{g} \cdot \eta_h \quad (2.9)$$

olur.

Kayıplar ihmal edilir veya mükemmel akışkan hali göz önüne alınırsa teorik manometrik yükseklik elde edilir.

$$H_{teo} = \frac{Cu_2 \cdot U_2 - Cu_1 \cdot U_1}{g} \quad (2.10)$$

Bu ifadenin tek boyutlu teoriye göre yazıldığını unutmamak gerekir. (2.4), (2.5), (2.7), (2.9) ve (2.10) bağıntıları genel olarak çarkın işletme karakteristiklerini yani, debi ve dönme hızı cinsinden manometrik yükseklik, moment ve güç ifadelerinin elde edilmesinde kullanılır.

Çarkın geometrik büyüklükleri ve konstrüksiyon özellikleri ile yukarıdaki karakteristikler arasındaki ilişkiler bundan sonraki bölümlerde özellikle aksenal turbo makinalar için incelenecektir.

2.2. Normal Bir Eksenel Makinada İki Boyutlu Basit Teoriye Göre Teorik Karakteristiğın Elde Edilmesi:

Normal tek çarklı eksenel bir turbo makinanın geometrik büyüklükleri ile dinamik ve kinematik büyüklükleri arasındaki bağıntılar kaldırıcı kanat teorisinden faydalanmak suretiyle santrifüj makinalara nispetle daha rasyonel bir şekilde incelenebilmektedir.

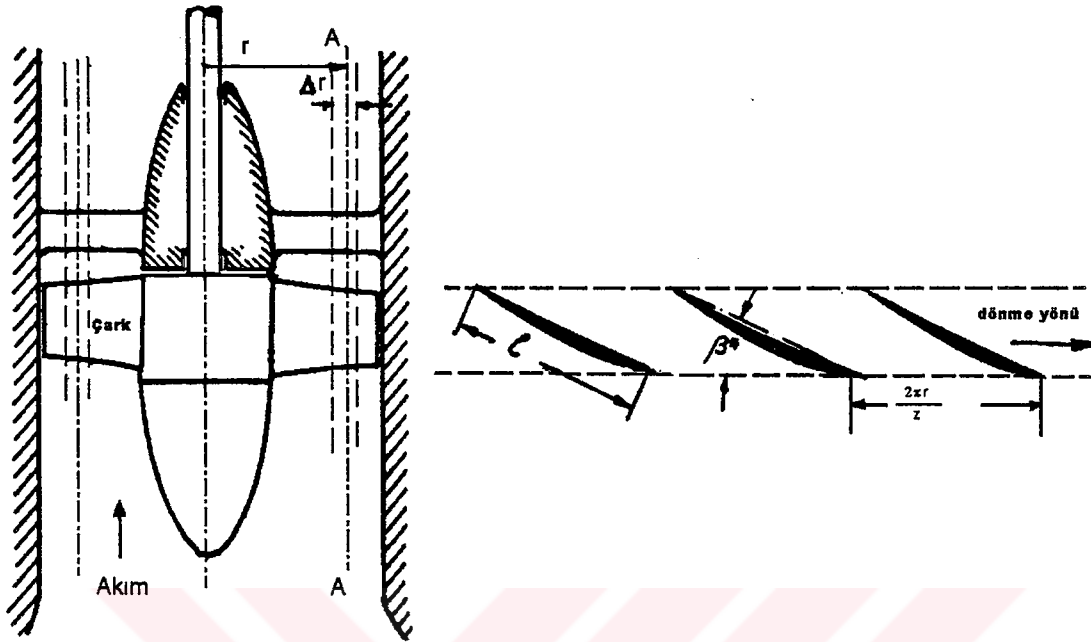
Burada sürtünmesiz ve sıkıştırılmaz bir akışkanın sınırlı sayıda ve fakat sonsuz incelikte düzlemsel kanatlardan oluşmuş bir kaskat içindeki hareketinden istifade edilerek; bu şekildeki bir çarkın karakteristik değerleri bulunmaya çalışılacaktır.

Şekil 2.2’de şematik şekli gösterilen bir eksenel pompa veya bir vantilatör bulunsun. Makinanın r ve $r+\Delta r$ yarıçaplı hayali silindirleri arasında kalan Δr genişliğindeki bir elemensel kısmı içindeki akıştan faydalanılır.

Genel olarak radyal hızların olmadığını veya ihmal edildiği yani akım çizgilerinin eş merkezli silindirlere üzerinde olduğunu kabul edilir. Başka bir deyişle göz önüne alınan eleman ile buna bitişik elemanlar arasında bir etkileşim mevcut değildir.

Bu taktirde A-A kesitinin düzlemsel açılımı ile sonsuz boyda iki boyutlu kaskat sistemi elde edilecektir. Bilindiği gibi izole düzlemsel ve sonsuz ince bir kanadın kaldırma katsayısı, potansiyel teoriye göre, α_0 hücum açısının,

$$C_L = 2\pi \cdot \sin \alpha_0 \quad (2.11)$$

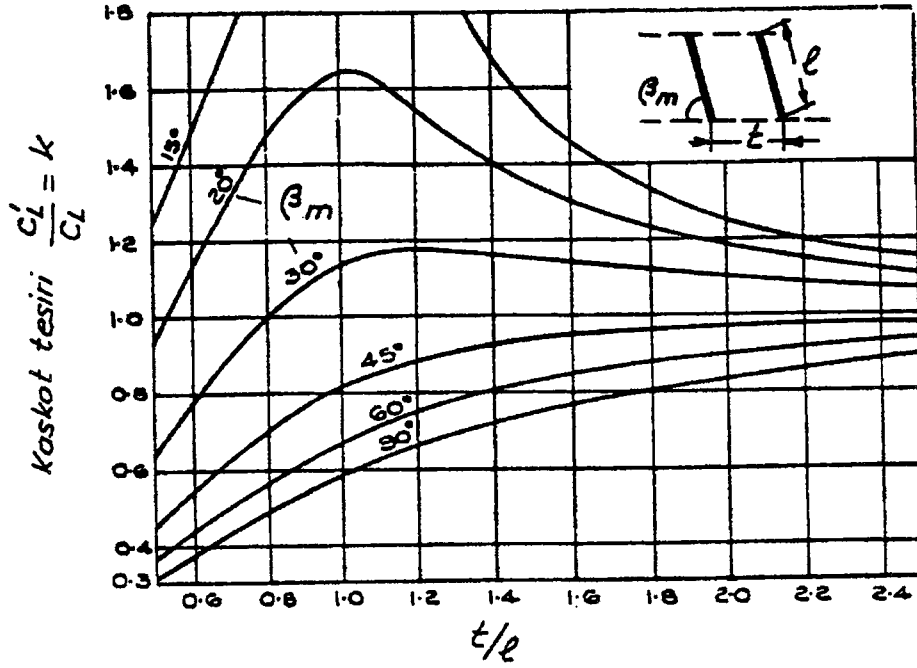


Şekil 2.2 A-A Elemansel makinasının açılımı

gibi basit bir fonksiyondur. Kaskat halinde bir kaskat için bu formül kaskat tesirini karakterize eden bir K katsayısının da kullanılmasıyla (MISES, 1958),

$$C_L = 2\pi \cdot K \sin \alpha_0 \quad (2.12)$$

şeklini alır. Weing yine potansiyel teoriye dayanarak β kanat cephe açısı ve t/l cinsinden K katsayısının değerlerini hesaplamıştır (CSANADY, 1964). Weing'in hesaplarına göre çizilmiş diyagram Şekil 2.3'de verilmiştir.



Şekil 2.3 Weinig diyagramı

Mükemmel akışkanın kanat etrafındaki hareketinde birim genişliğe gelen kaldırma kuvveti, Kutta-Joukowski teoremine göre Γ kanat etrafındaki sirkilasyonu göstermek üzere,

$$L = \rho \cdot W_{\infty} \cdot \Gamma \quad (2.13)$$

Sonsuz genişlikte kaskadın birim genişlikteki bir kanat elemanına gelen kuvvet ise,

$$L = \rho \cdot \left| \frac{\vec{W}_1 + \vec{W}_2}{2} \right| \cdot \Gamma = \rho \cdot |W_{\infty}| \cdot \Gamma \quad (2.14)$$

şeklinde hesaplanır. W_1 kaskada girmeden evvel W_2 ise kaskadı terkettikten sonra akışkanın izafi hızıdır.

Bir kanat elemanına isabet eden sirkülasyonunun,

$$\Gamma = t (C_{u2} - C_{u1}) = t \cdot \Delta C_u \quad (2.15)$$

olduğu kolaylıkla görülür.

Diğer taraftan C_L katsayısının tarifini veren,

$$L = C_L \cdot \rho l \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \quad (2.16)$$

İfadesi (2.13) ve (2.15) bağıntıları ile birlikte göz önüne alınarak Γ yok edilirse

$$C_L = \frac{2\Delta C_u}{W_\infty} \cdot \frac{t}{l} \quad (2.17)$$

elde edilir.

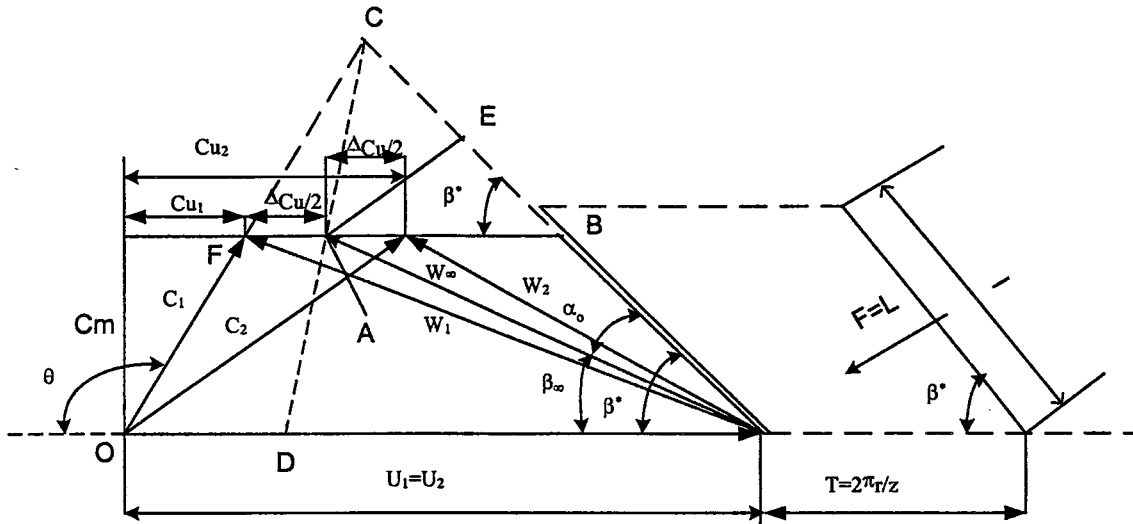
Özellikle düzlemsel ve sonsuz ince kanadın kaldırma katsayısı yerine konursa

$$2K \sin \alpha_o = 2 \frac{\Delta C_u}{W_\infty} \cdot \frac{t}{l} \quad (2.18)$$

olur.

Bu denklem kanada ait geometrik büyüklüklerle kinematik büyüklükler arasındaki temel bağıntıyı teşkil eder. Bu bağıntıdan faydalanarak makinanın işletme karakteristikleri elde edilebilir.

Söz konusu elemansel makinanın giriş ve çıkış üçgenlerini Sekil 2.4'de aynı diyagramda gösterilmiştir.



Şekil.2.4 Elemensel makinanın hız üçgenlerinin bir arada gösterimi

U_1 ve U_2 çarka ait sürüklenme hızları aksenal makinede eşit olduğundan her iki üçgenin tabanları üst üste gelmektedir. W_∞ vektörünün uç noktası olan A noktasının B noktasına uzaklığı,

$$\overline{AB} = \frac{W_\infty \sin \alpha_0}{\sin \beta^*} \quad (2.19)$$

veya (2.18) bağıntısı kullanılarak,

$$\overline{AB} = \frac{t}{l} \cdot \frac{1}{\pi K} \frac{\Delta Cu}{\sin \beta^*} \quad (2.20)$$

elde edilir. Diğer taraftan,

$$\overline{FA} = \Delta Cu / 2$$

olduğundan $\overline{FA} / \overline{AB}$ oranı teşkil edilirse;

$$\frac{\overline{FA}}{\overline{AB}} = \frac{1}{\frac{t}{l} \cdot \frac{2}{\pi K} \cdot \frac{1}{\sin \beta^*}} \quad (2.21)$$

olur ki kaskadın konstrüktif değerleri sabit kaldıkça bu oranın sabit olduğu görülür. Bu ise A noktasının geometrik yerinin bir doğru olduğunu (\overline{CD} doğrusu) gösterir.

Diğer taraftan $\overline{FA} + \overline{AB} = \overline{FB}$ toplamını Şekil 2.4'den yazılabilir.

$$\overline{FB} = U + \frac{C_m}{\operatorname{tg}\theta} - \frac{C_m}{\operatorname{tg}\beta^*} \quad (2.22)$$

FA ve AB'nin yukarıdaki değerleri konulursa,

$$\frac{\Delta C_u}{2} + \frac{t}{l} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{1}{\operatorname{Sin}\beta^*} \Delta C_u = U + \frac{C_m}{\operatorname{tg}\theta} - \frac{C_m}{\operatorname{tg}\beta^*}$$

ΔC_u denklemden çekilirse,

$$\Delta C_u = \frac{U + \frac{C_m}{\operatorname{tg}\theta} - \frac{C_m}{\operatorname{tg}\beta^*}}{\frac{1}{2} + \frac{t}{l} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{1}{\operatorname{Sin}\beta^*}} \quad (2.23)$$

elde edilir.

Ele alınan elemensel makine için manometrik yüksekliği;

$$H_m = H_{teo} = \frac{U(C_{u_2} - C_{u_1})}{g} = \frac{U \cdot \Delta C_u}{g} \quad (2.24)$$

ΔC_u sapması yerine son bulunan ifadeyi kullanarak,

$$H_{teo} = \frac{U^2 - U \cdot C_m \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \theta} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta^*} \right)}{\frac{g}{2} + \frac{t}{l} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{g}{\operatorname{Sin} \beta^*}} \quad (2.25)$$

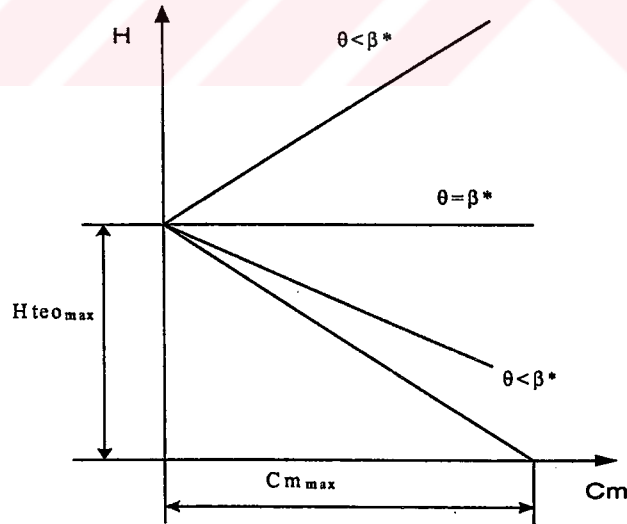
neticesi elde edilir. Bu ifade makinanın geometrik karakteristikleri ile devir sayısı belli iken C_m aksenal hız ile manometrik yükseklik arasındaki bağıntıyı vermektedir. Başka bir deyişle pompanın manometrik yükseklik-debi karakteristiğini vermektedir. Geometrik büyüklükler ve çevresel hız sabitler olarak ele alınırsa karakteristiğin,

$$H_{teo} = A + B \cdot C_m$$

veya Q debisi C_m ile orantılı olduğundan,

$$H_{teo} = A + BQ \quad (2.26)$$

şeklinde lineer bir bağıntı ile göstereceği neticesine varılır.



Şekil 2.5 Aksenal pompa karakteristikleri

(2.25) denkleminde dikkat edilirse karakteristiğin gidiş şekli hakkında önemli bir özellik kolaylıkla görülebilir. (2.26)'da Q 'nun katsayısı olan B 'nin pozitif veya negatif oluşuna göre karakteristik yükselen veya alçalan bir şekilde gidecektir. B 'nin negatif ve pozitif olma şartı araştırılarak aşağıdaki sonuca varılır:

- ⊖ > β* için alçalan karakteristik,
- ⊖ = β* için yatay karakteristik,
- ⊖ < β* için yükselen karakteristik (enstabl),

Bu karakteristiklerin sağlandığı H_{teo} ve C_m 'nin maksimum değerleri ise

$$H_{teo_{max}} = \frac{U^2}{\frac{1}{2} + \frac{t}{l} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{1}{\sin \beta^*}}, \quad C_{m_{max}} = \frac{U}{\left(\frac{1}{\tan \beta^*} - \frac{1}{\tan \theta}\right)}$$

eşitliklerinden elde edilir.

Bu karakteristikler Şekil 2.5'de gösterilmiştir. Yükselen karakteristiğin bilhassa pompalar için kararlı bir çalışma sağlayamadığı bilinmektedir. Elde edilen bu şart aksenal pompa karakteristiğinin stabiletisi için uygun bir ölçü olarak kullanılabilir.

2.3. İki Boyutlu Teoriye Göre, Sürtünmeli Akış ve Hakiki Kanatlar ile Karakteristiklerin Elde Edilmesi :

Yukarıda elde edilen karakteristik, sonsuz ince düzlemsel kanatlı bir pompa veya vantilâtörden sürtmesiz ve sıkıştırılmaz bir akışkanın geçişine tekabül etmekte idi. Hakikî makinalarda kanatların kamburluğu ve kalınlığı mevcuttur. Ayrıca akışkanın sürtmesiz olması mümkün değildir. Hakikî kanat profiline sahip bir makina için karakteristikleri elde etmeye çalışılın.

Bir kanat elemanına gelen hidrodinamik kuvvetler biri W_∞ hızına paralel D direnci diğeri buna dik L kaldırma kuvveti olmak üzere genel olarak,

$$L = C_L \cdot \rho \cdot S \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \quad (2.27a)$$

$$D = C_D \cdot \rho \cdot S \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \quad (2.27b)$$

şeklinde ifade edilir. Kaskat halinde kanat için kaldırma değerinin K kaskat düzeltme faktörü ile çarpıldığını bilinen bir gerçektir. Ar kalınlığında l boyunda bir kanat elemânı için S yüzeyi $\Delta r.l$ olarak alınabilir. Buradaki kaldırma ve direnç katsayıları α hücum açısının kanadın geometrik şekline göre değişen birer fonksiyonudur.

$$C_L = C_L(\alpha - \alpha_a), \quad C_D = C_D(\alpha - \alpha_a) \quad (2.28)$$

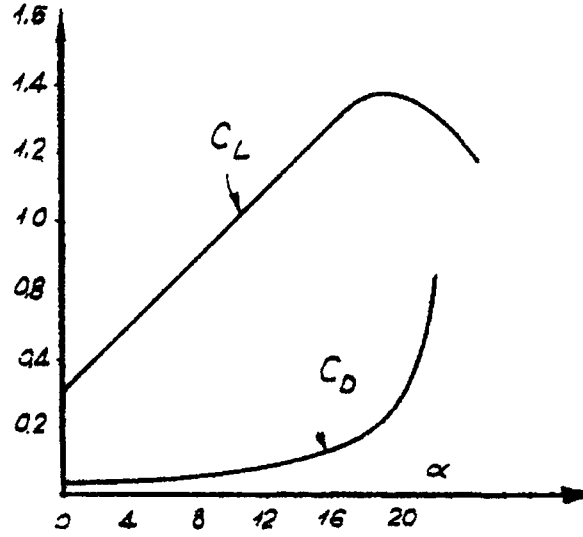
α : Kanadın karın teğetine göre ölçülen hücum açısı

α_a : $C_L=0$ değeri için ölçülmüş hücum açısı

$\alpha_o = \alpha - \alpha_a$ sıfır kaldırmadan itibaren ölçülmüş hücum açısı

Kanat profilinin hücum açısına göre direnç ve kaldırma katsayısının değişimi Şekil 2.6'de verilmiştir. Genellikle standart profillere ait eğriler izole ve sonsuz uzunlukta (iki boyutlu) kanatlara tekabül etmektedir. Kanadın sonsuz uzunlukta kabul edilmesi, etüd edilmekteki hale uymakta ise de kaskat tesirini hesaba katmak için bu eğriler kullanılırken bir düzeltme yapmak gerekir.

Kaskat tesiri için bundan evvelki paragrafta verilmiş olan ve Weinig tarafından analitik yolla elde edilmiş bulunan diyagramlar ancak sürtünmesiz akışkan ve sonsuz ince düzlemsel kanatlara uygulamak mümkündür.



Şekil 2.6 Kanat profilinin hücum açısına göre direnç ve kaldırma katsayısının değişimi

Ayrıca ikinci bir güçlük de kanatların ayrılma noktası bakımından doğmaktadır. Zira ayrılmanın başlangıç noktası kaskat halinde değişmektedir. Ayrılma noktası civarında kaldırma ve direnç değerleri önemli değişimler gösterdiğinden deneysel neticelerin bu bölgede uygulanması çok güçleşmektedir. Başka bir deyişle α hücum açısının tesiri de hesaba katılmalıdır. Bu tesir bilhassa ayrılmalara yakın noktalarda kendisini hissettirmektedir.

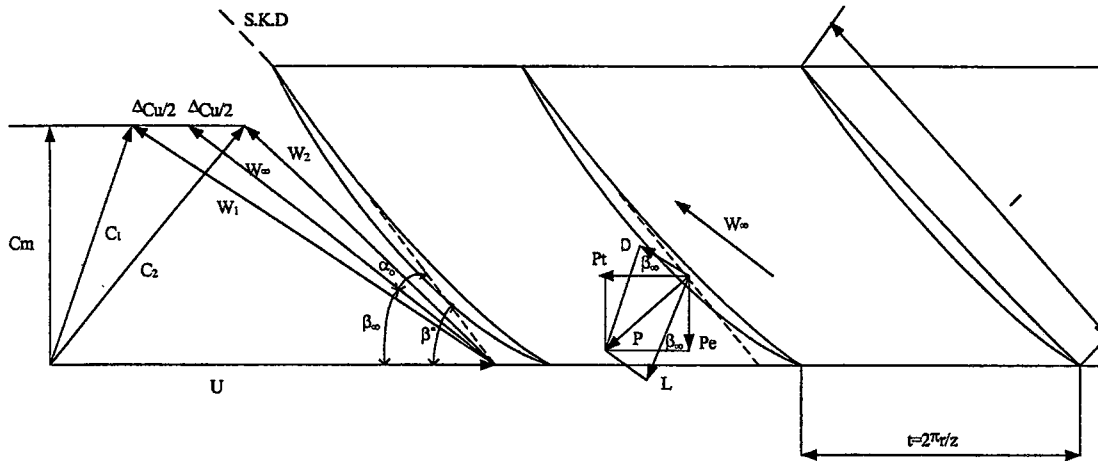
Gerçek bir kaskat kanat sistemi için hız üçgenlerini çizerek Δr genişliğinde bir elemansal kanada gelen hidrodinamik kuvveti değerlendirmeğe çalışılsın. Şekil 2.7'de sıfır kaldırma yönü ile kaskat cephesinin yaptığı açı da β^* ile W_∞ izafi hızının kaskat cephesi ile yaptığı açıda β_∞ gösterilmiştir. Δr genişliğinde kanat elamanına gelen P hidrodinamik kuvvetinin eksene dik ve eksene paralel bileşenleri sırası ile P_t ve P_e olsun.

P kuvveti L ile D'nin bileşkesi olduğundan,

$$P_t = L \sin \beta_\infty + D \cos \beta_\infty \quad (2.29a)$$

$$P_e = L \cos \beta_\infty - D \sin \beta_\infty \quad (2.29b)$$

olduğu aşıkardır.



Şekil 2.7 P hidrolik kuvveti bileşenlerinin hız üçgenlerinde gösterimi

Diğer taraftan r yarıçapında ve Δr genişliğinde z sayıda kanattan oluşan bir elemansal makinanın girişi ve çıkışı ile sınırlandırılmış silindirik bölgeye hareket miktarı momenti teoremi tatbik edilirse ΔQ bu elemanın debisini göstermek üzere P_t teğetsel kuvveti:

$$P_t = \frac{\rho \cdot \Delta Q \cdot \Delta C_u}{z} \quad (2.30)$$

Şeklinde yazılır. Burada:

$$\Delta Q = 2\pi r \cdot \Delta r \cdot C_m, \quad \frac{2\pi r}{z} = t, \quad C_m = W_\infty \sin \beta_\infty$$

Eşitliklerinden gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$P_t = \rho \cdot t \cdot \Delta r \cdot W_\infty \cdot \sin \beta_\infty \cdot \Delta C_u \quad (2.31)$$

olur. Bu sonucu ifade (2.31) ile taraf tarafa eşitlenir ayrıca L ve D için (2.29)

bağıntıları kullanılırsa:

$$\frac{l}{t} \left(K \cdot C_L + \frac{C_D}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right) = \frac{2 \Delta Cu}{W_\infty} \quad (2.32)$$

Ana bağıntısı elde edilir. Bu bağıntı K kaskat tesirini de göz önüne almak üzere çark elemanına ait geometrik özellikler belli iken kaskadın akım üzerindeki tesirini belirtmeye yarar.

Bu bağıntıdan faydalanarak bundan evvelki paragrafta yapılarına paralel teorik manometrik yükseklik-debi karakteristiğini hesaplanmak istenirse, Şekil 2.4 den,

$$\overline{EA} + \overline{AB} = U + \frac{Cm}{\operatorname{tg} \theta} - \frac{Cm}{\operatorname{tg} \beta^*}$$

ve (2.32) ifadesini kullanarak \overline{AB} hesaplanıp,

$$\overline{AB} = \frac{W_\infty \cdot \sin \alpha_0}{\sin \beta^*} = \frac{2 \Delta Cu}{\frac{l}{t} \left(K C_L + \frac{C_D}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right)} \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta^*}$$

yerine konursa,

$$\frac{\Delta Cu}{2} + \frac{2 \Delta Cu}{\frac{l}{t} \left(K C_L + \frac{C_D}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right)} \cdot \frac{\sin \alpha_0}{\sin \beta^*} = U + Cm \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \theta} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta^*} \right)$$

yazılır. Buradan ΔCu çekilirse,

$$\Delta Cu = \frac{U + Cm \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \theta} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta^*} \right)}{\frac{1}{2} + \frac{t}{l} \cdot \frac{2}{\left(K C_L + \frac{C_D}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right)} \cdot \frac{\operatorname{Sin} \alpha_0}{\operatorname{Sin} \beta^*}} \quad (2.33)$$

elde edilir.

$$H_{teo} = \frac{U \Delta C u}{g}$$

şeklinde tarif edilen teorik manometrik yükseklik

$$H_{teo} = \frac{U^2 + U.Cm\left(\frac{1}{tg\theta} - \frac{1}{tg\beta^*}\right)}{\frac{g}{2} + \frac{t}{l} \cdot \frac{2g}{\left(K.C_L + \frac{C_D}{tg\beta_\infty}\right)} \cdot \frac{\sin\alpha_0}{\sin\beta^*}} \cdot \frac{t}{l} \quad (2.34)$$

İfadesini elde edilir. Buradaki H_{teo} teorik yüksekliğin fiziksel anlamı birim ağırlıkta akışkan için kanat tarafından harcanan enerji olarak tanımlanır. Suyun kazandığı enerji ise hidrolik kayıplar dolayısıyla bu miktardan daha küçüktür.

Bu ifadeyi (2.25) ile mukayese edilirse görülecektir ki bu ifadenin paydası sabit olmadığı için bir doğru göstermez ve burada θ ile β^* arasındaki mukayese stabilite hakkında bir fikir vermez. C_L , C_D , β_∞ ve hatta K , α_0 'ın fonksiyonlarıdır. O halde hakiki akışkanlar ve hakiki kanatlar halinde bir aksenel elemansal makinanın teorik karakteristiği kullanılan kanadın kaldırma, direnç ve kaskat tesiri karakteristikleri ile yakından ilgilidir. Teorik karakteristik hiçbir zaman bir doğru şeklinde değildir.

Manometrik yüksekliğin ifadesine daha öncede ifade edildiği gibi, makinanın girişi ile çıkışı arasında 1 kg akışkanın kazandığı enerji miktarı,

$$Hm = H_2 - H_1 = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (2.35)$$

eşitliği ile belirir. Aksenal bir makinanın r yarıçapı ve Δr genişliğindeki bir elemansal kısmı için basınç farkı :

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{Pe}{t \cdot \Delta r \cdot \gamma} \quad (2.36)$$

şeklinde ifade edilmiştir. $V_2^2 - V_1^2$ veya $C_2^2 - C_1^2$ terimi ise :

$$C_2^2 - C_1^2 = (C_m^2 + C_u^2)_2 - (C_m^2 + C_u^2)_1 = (C_{u2} - C_{u1})(C_{u2} + C_{u1})$$

veya $C_{u2} - C_{u1} = \Delta C_u$ ve $C_{u2} + C_{u1} = 2\Delta C_u - C_{u1}$ olduğu düşünülürse:

$$C_2^2 - C_1^2 = \Delta C_u^2 + 2\Delta C_u \cdot C_{u1} \quad (2.37)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu suretle:

$$H_m = \frac{Pe}{t \cdot \Delta r \cdot \gamma} + \frac{\Delta C_u^2}{2g} + \frac{\Delta C_u \cdot C_{u1}}{g} \quad (2.38)$$

olur. Dik giriş şartları halinde $C_{u1} = 0$ olacağından

$$H_m = \frac{Pe}{t \cdot \Delta r \cdot \gamma} + \frac{\Delta C_u^2}{2g} \quad (2.39)$$

elde edilir.

(2.38) ifadesinde Pe yerine (2.29) ve (2.28)'den alınan değeri ve ΔC_u yerine (2.32)'den alınan değeri konacaktır. (2.38) Eşitliği ele alınırsa;

$$H_m = \frac{Pe}{t \cdot \Delta r \cdot \gamma} + \frac{\Delta Cu}{g} \left(\frac{\Delta Cu}{2} \right) + Cu_1 \quad (2.40)$$

Şekil 2.7'deki hız üçgeninden

$$\frac{\Delta Cu}{2} + Cu_1 = U - W_\infty \cdot \cos \beta_\infty \quad (2.41)$$

yazılabilir (2.28) ve (2.29)'dan faydalanarak,

$$Po = \rho \cdot \Delta r \cdot \frac{W_\infty^2}{2} (KC_L \cos \beta_\infty - C_D \sin \beta_\infty) \quad (2.42)$$

şeklinde yazılabilir, (2.32)'den faydalanarak

$$\Delta Cu = \frac{W_\infty}{2} \cdot \frac{l}{t} \left(KC_L + \frac{C_D}{\tan \beta_\infty} \right) \quad (2.43)$$

son üç ifadeyi (2.40)'da yerine koyup ve gerekli kısaltmalar yapıldığında,

$$H_m = \frac{W_\infty}{2g} \cdot \frac{l}{t} \left(U \cdot KC_L + \frac{C_D}{\tan \beta_\infty} \left(U - \frac{W_\infty}{\cos \beta_\infty} \right) \right) \quad (2.44)$$

Son eşitlik elemensel ve aksenal makinanın manometrik yükseklik ifadesini vermektedir. Bu ifadenin grafiği çizilerek bu makinanın hakiki karakteristiği elde edilebilir.

Not : Sonsuz ince düzlem kanat ve mükemmel akış halinde (2.38) ifadesinde $C_L=2\pi \cdot \sin\alpha$ ve $C_D=0$ koyarak $H_m=H_{teo}$ olduğu gösterilebilir.

Bu durumda

$$P_e = K l \Delta r \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2} \cdot 2\pi \sin\alpha_0 \cdot \cos\beta_\infty$$

olmakta ve (2.20)'yi kullanarak,

$$P_e = \Delta r \cdot \rho \cdot t \cdot \Delta C_u \cdot W_\infty \cdot \cos\beta_\infty$$

haline getirilerek (2.38)'e taşınırsa,

$$H_m = \frac{\Delta C_u \cdot W_\infty \cdot \cos\beta_\infty}{g} + \frac{\Delta C_u^2}{2g} + \frac{\Delta C_u \cdot C_{u_1}}{g}$$

son ifade de,

$$W_\infty \cdot \cos\beta_\infty + \frac{\Delta C_u}{2} C_{u_1} = U$$

olduğu düşünülürse,

$$H_m = H_{teo} = \frac{U \cdot \Delta C_u}{g}$$

bulunabilmektedir.

2.4. Enerji Kayıpları ve Hidrolik Verim

Normal bir aksenal makinanın manometrik yükseklik ifadesi evvelce de belirtildiği gibi,

$$H_m = \frac{Pe}{t \cdot \Delta r \cdot \gamma} + \frac{\Delta Cu^2}{2g} + \frac{\Delta Cu \cdot Cu_1}{g} \quad (2.38)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Kayıp enerji (yük kaybı) teorik manometrik yükseklik ile hakiki manometrik yükseklik arasındaki farka eşit olacağından,

$$H_k = H_{teo} - H_m = \frac{U \cdot \Delta Cu}{g} - \frac{Pe}{t \cdot \Delta r \cdot \gamma} - \frac{\Delta Cu^2}{2g} - \frac{\Delta Cu \cdot Cu_1}{g} \quad (2.45)$$

olur. Şekil (2.7) daki hız üçgenlerinden,

$$U = W_\infty \cos \beta_\infty + \frac{\Delta Cu}{2} + Cu_1$$

yazılabilir. Aksenal kuvvet,

$$Pe = \rho \cdot l \cdot \Delta r (KC_L \cos \beta_\infty - C_D \sin \beta_\infty) \frac{W_\infty^2}{2}$$

son iki ifadeyi (2.45)'de yerlerine koyup gerekli kısaltmalar yapılırsa,

$$H_k = \frac{W_\infty \cdot \Delta Cu \cdot \cos \beta_\infty}{g} - \rho \cdot l \cdot \Delta r (KC_L \cos \beta_\infty - C_D \sin \beta_\infty) \frac{W_\infty^2}{2} \quad (2.46)$$

(2.32) den ΔCu yu çekip yerine konacak olursa:

$$\Delta Cu = \frac{W_{\infty}}{2} \cdot \frac{l}{t} \left(KC_L + \frac{C_D}{tg\beta_{\infty}} \right)$$

Bu ifadeyi (2.46)'da yerine konarak gerekli kısaltmalar yapılırsa

$$Hk = \frac{l}{t} \cdot C_D \cdot \frac{W_{\infty}^2}{2g} \cdot \frac{1}{\sin\beta_{\infty}} \quad (2.47)$$

ve $D = \gamma \cdot l \cdot \Delta r \cdot C_D \cdot \frac{W_{\infty}^2}{2g}$ olduğunu düşünülürse,

$$Hp = \frac{D}{\gamma \cdot \Delta r \cdot t} \cdot \frac{1}{\sin\beta_{\infty}} \quad (2.48)$$

elde edilir.

Hidrolik verim tarifine göre,

$$\eta_h = \frac{Ne}{No} = \frac{\gamma \cdot QHm}{\gamma \cdot QHteo} = \frac{Hm}{Hteo} \quad (2.49)$$

oranı ele alınırsa çarkın hidrolik verimi kayıplar cinsinden ifade etmek mümkündür.

$$\eta_h = \eta_h = \frac{Hteo - Hk}{Hteo} = 1 - \frac{Hk}{Hteo} \quad (2.50)$$

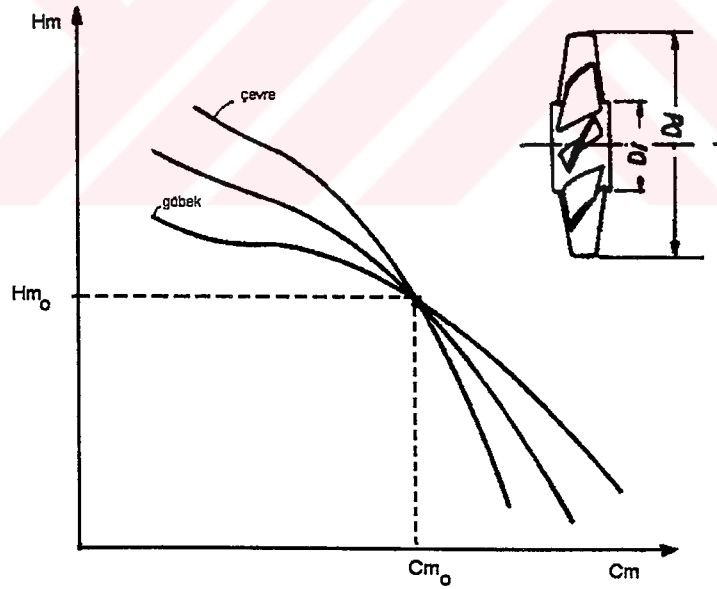
(2.48)'den Hk kaybı yerine konur Hteo tarifi de hesaba katılırsa hidrolik verim için

$$\eta_h = 1 - \frac{D}{U \cdot \Delta Cu} \cdot \frac{1}{\rho \cdot \Delta r \cdot t} \cdot \frac{1}{\sin\beta_{\infty}} \quad (2.51)$$

eşitliği elde edilir.

2.5. Birçok Elemensel Makinadan İbaret Makinanın Durumu ve Radyal Denge Denklemi

Şimdiye kadar elde edilen neticeler aksenal makinanın r genişliğinde bir tek elemanı için tatbiki mümkündür. Bu özelliklerde tarif edilmiş ve çok sayıda elemensel makinadan oluşan gerçek makinanın karakteristiği nasıl olacaktır. Öncelikle her birimin birbirinden müstakil olarak çalıştığını kabul edilecektir. Makinanın optimum çalışma durumunda girişte hız üniform ve aksenal olsun. Kanatlara verilen burulmanın bütün elemensel makinaların temin ettikleri manometrik yükseklik değerine eşit olduğunu varsayalım. Bu taktirde Şekil 2.8’da olduğu gibi bütün elamanların karakteristiklerinin bir A noktasından geçtiği fakat küçük debilerde göbekteki, büyük debilerde ise çevredeki elamanların manometrik yüksekliklerinin diğerlerine nazaran küçük kaldığı görülür (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 Çok sayıda elemensel makinadan oluşan gerçek makinanın karakteristiği

Böyle bir makinada optimum noktadaki toplam manometrik yüksekliği hesaplamak kolaydır. Fakat bunun dışındaki noktalar için makinanın manometrik yüksekliği nasıl hesap edilecektir. Bu hususta şu hesap tarzı hatıra gelebilir:

C_m meridyen hızının makinanın bütün çalışma durumları için r 'ye göre üniform olduğu kabul edilirse, enerji esnasından giderek makinanın ortalama manometrik yüksekliği

$$\pi(rd^2 - ri^2)\overline{H}_m = \int_{ri}^{rd} H_m \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (2.52)$$

eşitliği ile hesap edilebilir. Ancak optimum noktadan uzaklaştığımız zaman yapılan kabul doğru olmadığından neticeler de gerçek durumdan çok ayrılmaktadır. Bu ayrılığın sebebi elemanları birbirinden tamamen ayrı gibi değerlendirmenin doğru olmaması ve radyal hızların doğmasıdır.

Elemanlar arasındaki enteraksiyonu değerlendirmek için Radyal Denge Denklemini hesaba katmak şarttır. Zira bir akışkan elemanın iç ve dış kısmındaki statik basınç farkı teğetsel hızdan doğan merkezkaç kuvvet ile dengelenmezse radyal bir hız doğar. O halde radyal hızların olmaması için,

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{Cu^2}{r} \quad (2.53)$$

denkleminin sağlanması şarttır. Eksenel makina halinde bir akışkan ipciğinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı,

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = Hm - \frac{Cu_2^2 - Cu_1^2}{2g} \quad (2.54)$$

şeklinde yazılabilir. Basit bir hesap için sürtmeyi ihmal ederek Hm yerine $Hteo$ almak mümkündür.

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{U(Cu_2 - Cu_1)}{g} - \frac{Cu_2^2 - Cu_1^2}{2g}$$

veya

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{r \omega}{g} (Cu_2 - Cu_1) - \frac{Cu_2^2 - Cu_1^2}{2g}$$

türev alıp (2.53)'e eşitlenecek olursa;

$$\begin{aligned} \frac{l}{t} \cdot \frac{d\Delta p}{dr} &= \frac{Cu_2^2 - Cu_1^2}{r \cdot g} = \\ &- \frac{\omega}{g} (Cu_2 - Cu_1) + \frac{r \omega}{g} \left(\frac{dCu_2}{dr} - \frac{dCu_1}{dr} \right) - \left(\frac{Cu_2}{g} \cdot \frac{dCu_2}{dr} - \frac{Cu_1}{g} \cdot \frac{dCu_1}{dr} \right) \end{aligned}$$

w.r=U koyup gerekli kısaltmaları yapılırsa,

$$\left(\frac{dCu_2}{dr} + \frac{Cu_2}{r} \right) (U - Cu_2) - \left(\frac{dCu_1}{dr} + \frac{Cu_1}{r} \right) (U - Cu_1) = 0 \quad (2.55)$$

radyal denge denklemi elde edilir. Bir kaskat sisteminde akış (2.55) denkleminde uymalıdır. Fakat bu ifadeyi her noktada sağlayacak bir integrasyon yapmak çok zordur.

Bir özel hali incelemekte fayda var. Giriş akımı serbest vorteks kanununa uyuyorsa yani $Cu_1 \cdot r = \text{Sabit}$ ise,

$$d(Cu_1 \cdot r) = 0, r \frac{dCu_1}{dr} + Cu_1 = 0 \text{ veya } \frac{dCu_1}{dr} + \frac{Cu_1}{r} = 0$$

elde edilir. Son ifadeyi (2.55) radyal denge denkleminde taşınırsa $U - Cu_2 \neq 0$ olduğundan,

$$\frac{dCu_2}{dr} + \frac{Cu_2}{r} = 0$$

Olmalıdır. Son denklemi integre ederek, $Cu_2 \cdot r = \text{Sabit}$ elde edilir.

Bu durumda,

$$H_{teo} = \frac{\omega \cdot r}{g} (Cu_2 - Cu_1)$$

Eşitliğine göre H_{teo} =Sabit olacaktır. O halde konstrüksiyon yapılırken Cu_2 . $r = Sbt$ 'e göre hesap yapılırsa (2.55) radyal denge denklemi de bu suretle sağlanmış olacaktır.

Görülüyor ki serbest vorteks kanununa uygun bir giriş ve yine teğetsel çıkış hızları için serbest vorteks kanununa uygun çıkış esası ile çalışılırsa elemanların birbiri üzerine hiç tesiri olmayacak ve radyal hız doğmayacaktır. Eksenel ve üniform bir giriş hızı halinde durum yine aynıdır.

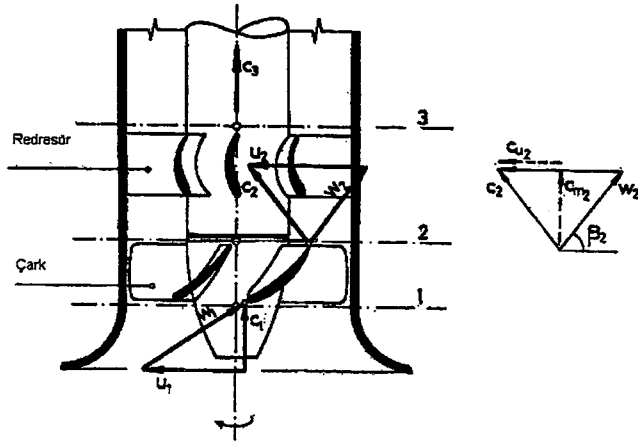


BÖLÜM 3 EKSENEL POMPALARDA TEĞETSEL HIZ ENERJİSİNİN DÖNÜŞÜMÜ, AÇIK-KAPALI ÇARK KANAT SİSTEMİ VE KANAT SAYISININ POMPA VERİMİ ÜZERİNE ETKİSİ

3.1. Eksenel Pompalarda Teğetsel Hız Enerjisinin Dönüşümü

Bir hidrolik turbo makinanın (pompa veya vantilatör) manometrik yüksekliği “Birim ağırlıktaki akışkanın kazandığı enerji” olarak tarif edilmiştir. Bilindiği gibi bu enerjinin bir kısmı potansiyel enerji (basınç enerjisi) ve geri kalanı kinetik enerji şeklindedir. Eksenel makinalarda giriş ve çıkış kesitleri aynı olduğundan üniform yayılış halinde süreklilik sebebiyle eksenel hızlar ve dolayısıyla eksenel hızların kinetik enerji artması girişteki ve çıkıştaki eksenel hızların kinetik enerjileri arasındaki fark kadar olacaktır. Pompa veya vantilatörden beklenen daha ziyade akışkanın potansiyel enerjisini arttırmak olduğundan kinetik enerjideki artmanın mümkün mertebe küçük olması arzu edilir. Makine çıkışında teğetsel hızların kinetik enerjisini basınç enerjisine çevirecek herhangi bir tedbir alınmadığı takdirde makinanın boru tesisatı içerisinde tamamen kaybolmağa mahkumdur. Hatta boru içinde teğetsel hızların mevcudiyeti eksenel hız enerjisi kayıplarını da arttırmaktadır.

Eksenel pompa dönüştürücülerine, akımın yönünü düzeltici, doğrultucu karakterlerinden dolayı, redresör ismi de denir. Şekil 3.1’de çark-redresör sistemi görülmektedir.



Şekil 3.1 Çark-redresör (dönüştürücü) sistemli aksenal pompa

Dönüştürücü çıkışında belli bir miktar teğetsel hız bileşeni bırakmak faydalıdır. Zira, bu suretle akışkanı santrifüj kuvvet yardımı ile difüzörün dış cidarına doğru bastırmak ve cidardan ayrılmaları önlemek mümkün olur (KOVATS/DESMUR,1968).

Teğetsel hız bileşeninin değeri ortalama olarak, ele alınıp çap için Cu_2 nin %10'u olarak alınabilir. Diğer taraftan, ayrıca 1,2,3... gibi eksene dik kesitler alarak kanat yüzeylerinde düzgünlük olup olmadığı kontrol edilmelidir.

Sabit dönüştürücü çarkta kanat sayısı, ana çarktan daha büyük tercih edilmelidir.(7 ila 15 kanat); bu suretle kanat uzunluklarını küçültmek gibi yeni bir avantaj sağlanmış olur.

Eksenal pompalarda kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüşümü üç farklı yöntemle sağlanır.

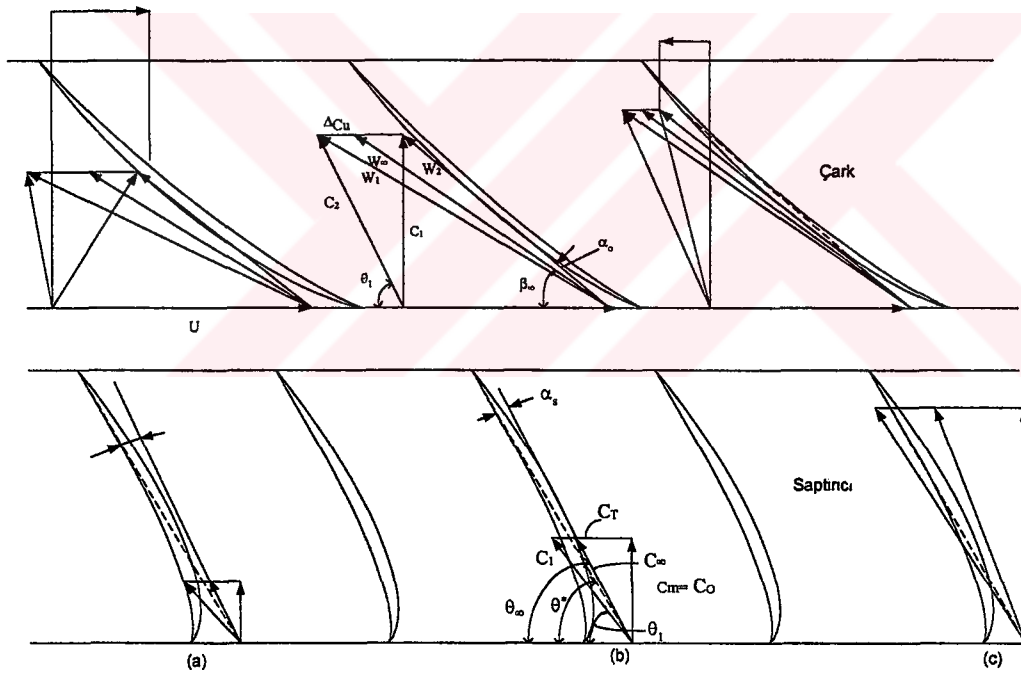
a-Çarkın girişine sabit bir saptırıcı kanat sistemi koyarak; akışkanın çarka ΔCu 'nun aksi yönünde bir dönme ile girip dönmesiz olarak çıkmasını sağlayarak dönüşüm gerçekleştirilmektedir.

b-Çarkın çıkışına sabit bir dönüştürücü sistemi koyarak, akışkanın çark çıkışındaki dönme enerjisini basınç enerjisine çevirmek suretiyle dönüşüm gerçekleştirilmektedir.

c-Çift çarklı sistem kullanılarak teğetsel hız enerjisinin potansiyel enerjiye dönüştürülmesidir. Konuyla ilgili detaylı bağlantılar Ek-B'de verilmiştir.

3.1.1. Çark girişinde sabit bir saptırıcı kanat sistemi bulunan aksel makina

Çarkın girişine makinanın optimum çalışma noktasındaki ΔC_u saptamasına eşit ve ters yönde bir ön dönme verecek şekilde bir sabit dönüştürücü kanat sistemi ilave edilmiş olduğunu düşünelim. Bu halde sabit dönüştürücü sisteminin verdiği dönme hızı çark tarafından geri alınacağından çarkın çıkışında dönmesiz yani teğetsel hızı olmayan düz bir akış elde edilmesi beklenir. Böyle hesaplanmış bir elemansal makinaya ait hız üçgenleri Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Çark girişinde sabit bir saptırıcı kanat sistemi bulunan aksel pompaya ait hız üçgenleri

Yukarıdaki şekilde; (a) optimumdan küçük debilerdeki durumu, (b) optimum noktadaki durumu, (c) ise optimumdan büyük debiler halindeki durumu göstermektedir. (a) ile gösterilen saptırıcı kanatlar içerisindeki akışta (2.32) ifadesini tatbik edilirse:

$$\frac{l}{t} \left(KC_L + \frac{C_D}{tg\beta_\infty} \right) = \frac{2\Delta Cu}{W_\infty} \quad (2.32)$$

Daha önceki sabit kanatlar halinde izafi hızlar yerine mutlak hızların yazılması lazım geldiği belirtilmişti. Sabit kanatlar halinde β açıları yerine Θ notasyonunu kullanılacaktır. C_u yerine ise C_t kullanılacaktır. Böylece :

$$\frac{l}{t} \left(K.C_L + \frac{C_D}{tg\beta_\infty} \right) = \frac{2C_t}{C_\infty} \quad (3.1)$$

Yazılabilir. Θ^* Saptırıcı kanatların sıfır kaldırma doğrultusu ile kaskat cephesi arasındaki açı α_s sıfır kaldırmaya göre ölçülen hücum açısı olduğuna göre; hareketli kanatlardakine benzer şekilde;

$$\theta^* = \theta_\infty + \alpha_s \quad (3.2)$$

olacağı aşikardır. Diğer taraftan,

$$Cos\theta_\infty = \frac{C_t}{C_\infty} \quad (3.3)$$

olduğu Şekil 3.2'den görülebilir. Bu şekilde (3.1) ifadesi sabit saptırıcı kanat sistemi için

$$\frac{l}{t} \left(KC_L + \frac{C_D}{tg\theta_\infty} \right) = 4Cos\theta_\infty \quad (3.4)$$

halini alır. Son eşitlikten kanadın geometrik büyüklükleri belirli ise (3.2) eşitliği düşünülerek Θ_∞ 'un değeri bulunabilir. Buradan görülüyor ki Reynolds sayısının tesiri ihmal edildiği takdirde debinin yani $C_o = C_m$ giriş hızının değişmesi Θ_∞ ve dolayısıyla Θ_1 çıkış açısı üzerinde tesir etmemektedir. O halde böyle bir saptırıcı kanat sistemi çıkışında Θ sapma açısı daima aynı kalacaktır.

Saptırıcı kanat sistemi içersindeki enerji kayıpları (2.47) ifadesine benzer tarzda:

$$H_{ks} = \frac{l}{t} \cdot C_D \cdot \frac{C_\infty^2}{\text{tg}\theta_\infty} \cdot \frac{1}{\text{Sin}\theta_\infty} \quad (3.5)$$

İfadesi ile hesap edilebilir. Saptırıcı sistemle çarktan ibaret bir aksenel makinanın hidrolik verimi;

$$\eta_h = \frac{H_{teo} - H_k - H_{ks}}{H_{teo}} = 1 - \frac{H_k}{H_{teo}} - \frac{H_{ks}}{H_{teo}} \quad (3.6)$$

İfadesi ile bulunabilir. H_{ks} daima pozitif olduğuna göre bu şekilde hesaplanan verim (2.50) ile hesaplanan verimden daha düşük olacaktır. Fakat burada H_m manometrik yüksekliği optimum nokta için sadece basınç enerjisinden ibarettir. Bir kayıp sayılması gereken dönme hızlarına ait kinetik enerji kısmen basınç enerjisine çevrilmiştir.

Optimum nokta dışında ise çıkışta dönme hızları mevcuttur. Şekil 3.2'de bu durum görülmektedir. Şeklin incelenmesinden de anlaşılacağı gibi; (a) halinde yani optimumdan küçük debilerde çarkın dönüş yönünde ve (c) halinde yani optimumdan büyük debilerde çarkın dönüş yönünün tersi istikametinde dönme hızları mevcut bulunmaktadır. Böylece bu sistem optimum civarında belirli bir bölge için teğetsel hız enerjisi dönüşümünü iyi bir şekilde yapabilmekte fakat bu bölge dışında sapmalara mani olunamamaktadır.

3.1.2. Çark çıkışında sabit bir dönüştürücü kanat sistemi bulunan aksenel makine

Girişinde teğetsel hız bileşeni bulunmayan bir aksenel makinanın çıkışında optimum çalışma halinde meydana gelecek ΔC_u teğetsel bileşenine eşit ve ters yönde bir sapma verecek veya başka bir deyişle aksenel bir çıkış akımı verecek şekilde hesaplanmış bir sabit dönüştürücü kanat sistemi ilave edildiğini varsayalım. Şekil.3.3'de böyle bir dönüştürücülü makinanın muhtelif çalışma durumlarındaki hız üçgenleri çizilmiştir. Şekilde gösterilen notasyonu kullanıldığı taktirde (3.1) ifadesi,

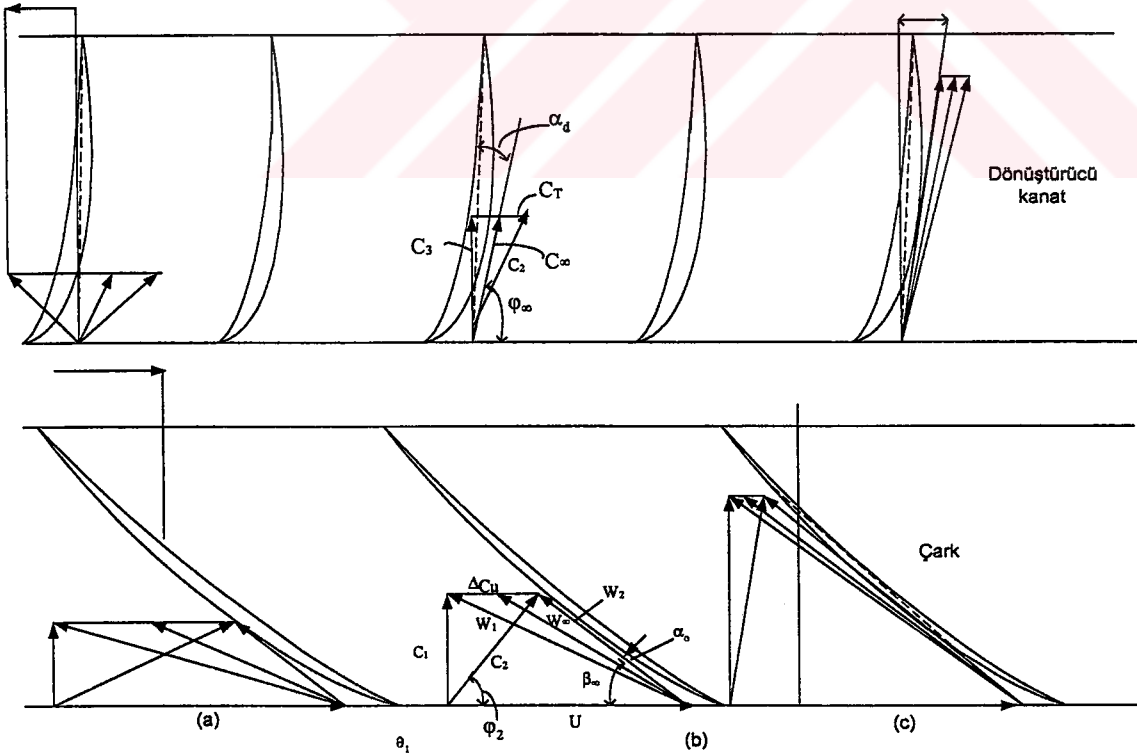
$$\frac{l}{k} \left(KC_L + \frac{C_D}{\text{tg} \varphi_\infty} \right) = \frac{2Ct}{C_\infty} \quad (3.7)$$

Şeklinde yazılabilir. Şekilde φ_2 ile gösterdiğimiz çarktan çıkıştaki C_2 mutlak hızının U ile yaptığı açı, çarkın çeşitli çalışma noktalarında değiştiği için (3.7) ifadesinin sağ tarafı sabit kalmamaktadır. Bu yüzden dönüştürücü sabit kanat değişen giriş şartları ile çalışmak zorundadır.

Dönüştürücü içerisindeki akışın hesabı için; kanat karakteristikleri kullanılarak ve

$$\varphi^* = \varphi_\infty + a_R \quad (3.8)$$

bağıntısından da faydalanmak suretiyle (3.7) eşitliği vasıtasıyla bulunabilir. Böylece dönüştürücü çıkışındaki Ct sapma hızlarını hesap etmek mümkün olur.



Şekil 3.3 Çark çıkışında sabit bir dönüştürücü kanat sistemi bulunan eksenel pompaya ait hız üçgenleri

Dönüştürücü kanatlar içerisindeki enerji kayıpları (2.47)'ye benzer tarzda,

$$H_{kr} = \frac{l}{t} \cdot C_D \cdot \frac{C^2_{\infty}}{2g} \cdot \frac{1}{\sin \varphi_{\infty}} \quad (3.9)$$

İle hesaplanabilir. Böylece dönüştürücülü bir aksenal makinanın hidrolik verimi için;

$$\eta_{hr} = \frac{H_{teo} - H_k - H_{k_R}}{H_{teo}} = 1 - \frac{H_k}{H_{teo}} - \frac{H_{k_R}}{H_{teo}} \quad (3.10)$$

yazılabilir. Burada da H_{kr} daima pozitif olacağından bu şekilde hesaplanan verim (2.50) ifadesi ile bulunandan daha küçük olacaktır. Fakat burada da teğetsel hız enerjisi basınç enerjisine çevrildiğinden kaybolmağa mahkum dönme enerjisinden faydalanmak mümkün olmuştur.

Optimum nokta dışındaki çalışma durumları Şekil 3.3'den takip edilebilir. (a) halinde yani optimum küçük debilerde redresörün çıkışındaki çarkın dönme yönünün aksi istikametinde, (c) halinde yani optimumdan büyük debilerde çarkın dönme yönünde teğetsel hızlar bulunmaktadır.

Demek ki pompa çıkışında sabit dönüştürücülü aksenal makina halinde de optimum civarında hız dönüşümü iyi bir şekilde yapılabilen fakat bu bölge dışında teğetsel hızlara mani olunamamaktadır.

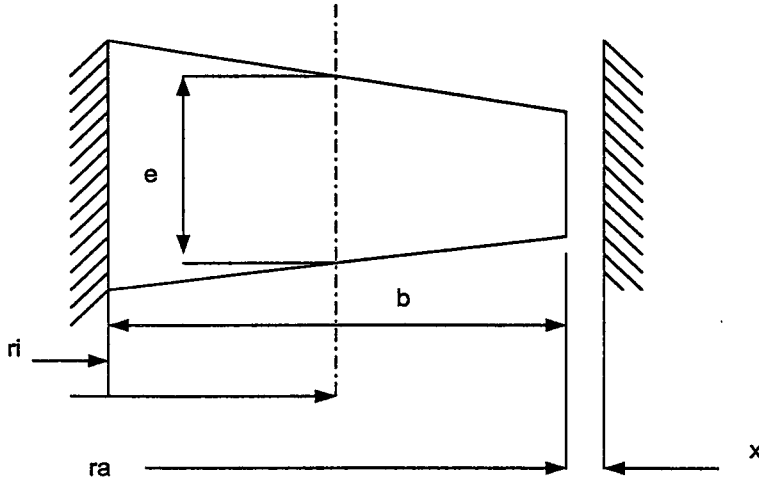
Pompa girişinde saptırcılı kanat ile pompa çıkışında dönüştürücülü sabit kanatlı çalışma hallerinin karşılaştırılması yapılırsa: Optimumdan küçük debilerde girişte saptırcılı kanatın dönme yönünde bir teğetsel hız vermesine karşılık çıkışta dönüştürücülü kanatın aksi yönde teğetsel hız verdiği ve optimumdan büyük debilerde girişte sabit kanatın dönmenin tersi istikametinde bir teğetsel bileşen vermesine karşılık çıkışta sabit kanatın dönme hızı yönünde teğetsel hız verdiği görülmektedir.

3.2. Eksenel Pompalarda Kapalı ve Açık Çark Kanat Sisteminin Verime Etkisi

Açık ve kapalı eksenel çarklarda verime etki eden en önemli faktör aralık kayıplarıdır. Bilinen aralık kaybı akım makinalarının çoğunda oluşan bir kayıp türüdür. Aralık kaybı dar anlamda çarkın giriş ve çıkış tarafları arasında oluşan kayıptır. Çark pompa gövdesi içinde döndüğü için çark ile gövde arasında bir aralık söz konusudur. Çarkın giriş ve çıkışında oluşan basınç farkı, aralıkta basma tarafından emme tarafına doğru bir akışın oluşmasına neden olmaktadır. Konstrüksiyondaki farklılıklar nedeniyle açık ve kapalı eksenel pompa çarklarında aralık kayıpları ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

3.2.1. Açık çarklarda aralık kayıpları

Hızlı çarklara, özellikle tepki derecesi yüksek olan eksenel çark çelenlerine dış çeper (üst yanak) konulması pek tercih edilmez. Böyle bir çarka ait büyüklükler Şekil 3.4'de verilmiştir. Dış çeperin konulmamasıyla ortadan kalkan sürtünme yüzeyi önemli enerji tasarrufu sağlar. Yüksek tepki derecelerinde mutlak hız daima bağıl hızdan daha küçük olduğu için böyle açık çarklarda gövde çeperindeki ek sürtünme kaybı küçük olur (Edis, Tekin, 1978). Öte yandan imalat nedeniyle merkezci çarkların (yavaş çarkların) bile bazen açık yapılması söz konusu olabilir. Açık çarklardaki kaçakların nedeni kanat önü ile arkasındaki basınç farkı (kısaca kanat basıncı)'dır. Bu kaçaklar kanat enerjisi kayıplarında birinci derecede rol oynarlar. Aralığa yaklaşıldıkça kanat basıncının azalmasından bu durum açıkça görülebilir. Bu kayıpların saptanmasında, aralık akışının bir aralık çevresine sebep olduğu ve bununla özel bir kayıp bölgesi yarattığı gerçeği dikkate alınmalıdır.



Şekil 3.4 Açık kanatlı aksenal çarkın büyüklükleri

Şekil 3.4'den,

$$A_a / A = \frac{2\pi r_a x}{2\pi r_m b} = \frac{r_a x}{r_m b} = \frac{2x / r_a}{1 - (r_i / r_a)^2}$$

yazılabilir.

Burada x aralık genişliği, b aksenal kanadın merkezciil yöndeki uzunluğu, r_a ve r_m aksenal çarkın dış ve ortalama çaplarıdır.

Açık kanatlı çarklar üzerinde, araştırmalar yapan bilim adamlarından C. Pfliderer (1961), serbest akımlı çarklarda sadece debi kaybının değil özellikle basınç yükseklik kaybının oluşabileceğini belirtmektedir. Çünkü pompa basıncı aralık artışı nedeniyle düşmektedir. Bu yaklaşım tarzı ile A_{ar} 'nın davranışı akışkanının geçiş yüzeyi A ile ilgilidir. Açık kanatlı pompaların önemli büyüklüklerinden olan debi, basma yüksekliği ve verim değerlerinin A_{ar}/A ile orantılı olduğu deneylerle ispat edilmiştir (Pfliderer, 1961). Debi orantısı ile A_{ar}/A arasındaki ilişki (α) debi faktörü, basma yüksekliği oranı ile A_{ar}/A arasındaki ilişki (β) basınç faktörü, verim oranıyla A_{ar}/A arasındaki ilişki ise (γ) verim faktörü olarak tanımlanacaktır.

Değişik kaynaklarda değişik ampirik formüller önerilmesine rağmen, bu üç ampirik bağıntı basit olarak etki faktörlerini oluşturan aşağıdaki bağıntılarla ifade edilebilir.

$$\alpha = \frac{Q_{ar} \cdot A}{Q \cdot A_{ar}} \quad (3.11)$$

$$\beta = \frac{\Delta H \cdot A}{H \cdot A_{ar}} \quad (3.12)$$

$$\gamma = \frac{\Delta \eta \cdot A}{\eta \cdot A_{ar}} \quad (3.13)$$

Eldeki deneysel sonuçlardan yararlanılarak var olan küçük aralıklar için ekselen çarklardaki kayıpların tesbitinde aşağıda gösterilen:

Debi oranı için;

$$\frac{Q_{ar}}{Q} = \alpha \cdot \frac{A_{ar}}{A} \quad \alpha=0.8 \div 1.2 \quad (3.14)$$

Basma Yüksekliği oranı için;

$$\frac{\Delta H}{H} = \beta \cdot \frac{A_{ar}}{A} \quad \beta=2.0 \div 3.0 \quad (3.15)$$

Verim oranı için;

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \gamma \cdot \frac{A_{ar}}{A} \quad \gamma=1.5 \div 2.0 \quad (3.16)$$

değerleri tahmin edilebilir (Cordes, 1943).

Yalnız aksenal pompalar için geçerli olan bu sayılar sadece kaba yaklaşık değerler olarak düşünülmelidir. Örneğin burada gözükmediği halde aralık genişliği sıfırdan başlayarak arttığı zaman makinanın veriminde önce ufak bir artış olur. Ancak aralık genişliği bir optimum değeri aştıktan sonra verimde düşme başlar. Aralık genişliğinin bir optimum değeri kanat kalınlığına bağlı olup kanat kalınlığı ile artar.

α , β , γ değerleri, hacimsel debi, basma yüksekliği ve verim için aralık genişliğinin değişmesine karşı “Duyarlılık Derecesi” için bir ölçüdür. Bu ölçüler etki faktörleri olarak tanımlanmaktadır.

3.2.1.1. Etki sayısının reynolds sayısına bağımlılığı

β etki faktörü olduğu gibi (γ) etki faktöründe ölçü noktalarının dağılımı artan bağıl aralık yüzeyi ile azalmaktadır. Etki faktörlerinin, Reynold sayısına bağımlılığının görülebilmesi için, hangi hızla ve hangi uzunluk ölçümünde Reynold sayısının bilinmesi gerektiği hesaplanması gerekir.

$$R_e = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

$U_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n / 60$ ifadesi yerine yazılırsa Reynold ifadesi;

$$R_e = \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot n}{60 \cdot \nu} \quad (3.17)$$

Burada ν Kinematik viskozitedir. Verimin aralık değişmesine karşı hassasiyeti, artan Reynold sayısında, artacağı görülmektedir.

3.2.1.2. Açık Çarklarda Aralık Debisinin Etkileri

Açık kanatlı pompalarda aralık debisinin etkileri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

a) Kanat basma-emme tarafı arasındaki kısım basınç yüklemesini azaltmaktadır. Bunun anlamı, pompada kademe enerjisi, artan aralık genişliği ile azalmaktadır. Bu azalan kademe enerjisini suya ısı olarak aktarmakta, sonuçta ısı kaybı olarak açığa çıkmaktadır.

b) Kanat emme ve basma tarafları arasında oluşan dengeleme akımı, çark çıkışında ana akımla, bir hız bileşeni oluşturmaktadır. Bu hız bileşeni aralığa doğru yönelmiştir ve kanat emme tarafında, bir hız bileşeni oluşmasına sebep olmaktadır. Bu bileşke ise çark diskine doğrudur.

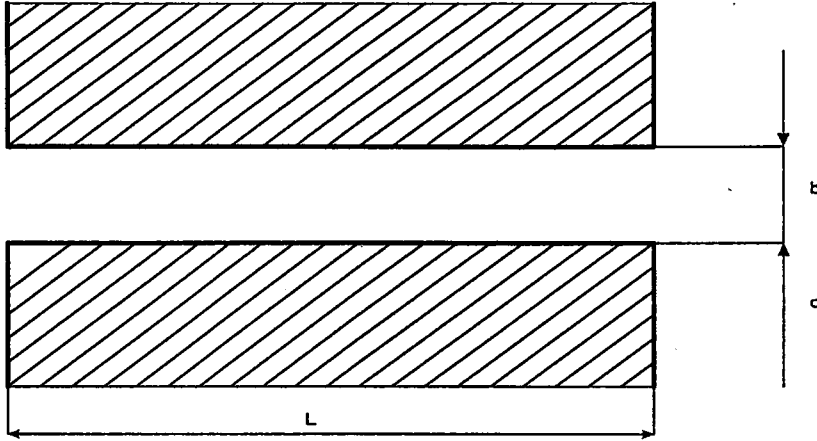
Ana akım yönüne dik olan hız bileşenlerinin büyüklüğü, kanat uçlarına doğru artmaktadır. Kanadın arka yüzeyinde akışlar birbiriyle karşılaşır. Bunlar birbirine zıt ve ana akıma dik bileşene sahiptir. Sürtünmeli akımda bu iki akış tabakaları arasında, düzgün olmayan bir süreksizlik yüzeyi oluşmaktadır. Bu yüzey kanat arkasında belli bir mesafede olduğu zaman tek yönlü santrifüj kuvvetler oluşur. Bu kuvvetler için sarfedilen enerji miktarı basınç oluşturmak için pompa içinde kaybolur gider.

3.2.1.3. Aralık kayıplarının verime etkisi

Eksenel çarklarda kaçaklar kanatların uçlarında, kanat sırtı ve yüzü arasında meydana gelir. Kaçak debi formülü aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$q_K = \mu \cdot A_{ar} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \quad (3.18)$$

Burada μ debi katsayısıdır. Bu katsayı labirent boşluğuna, girişte meydana gelen kesit daralmasına ve sürtünmeye bağlıdır. Daralma katsayısı 0.66 civarındadır. (A_{ar}) boşluğun kesit alanı ve Δh (mSY) biriminde labiretin iki tarafındaki basınç farkıdır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Aralık boyutlarının şematik gösterilişi

Burada: (L) boşluğun uzunluğu, (b) boşluğun genişliği (d) boşluğun çapı ve eğer varsa (k) labiretin girinti ve çıkıntı sayısı ise debi katsayısı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1.5 + \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot b} + 1.1 \cdot z}} \quad (3.19)$$

Su için $\lambda=0.025$ ile 0.050 arasında alınabilir. Açık kanatlarda ve aksel çarklarda kaçaklar kanatların ucu ile makinanın gövdesi arasında oluşur. Bu durumda A_{ar} kaçak kesiti; $A_{ar}=z \cdot L \cdot b$ değerine eşittir.

Δh kanadın iki yüzü arasındaki basınç farkı olan ($p' - p''$) ile orantılıdır. Bu basınç farkı dengeleme yardımıyla hesaplanır.

$$\frac{p' - p''}{\rho} = \frac{w_{\infty} \cdot \Gamma_z}{g \cdot L} \quad (3.20)$$

$$\Gamma = \frac{\Gamma_z}{z} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot c_{u2}}{z} \quad (3.21)$$

Bu durumda pompanın volumetrik verimi;

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{q_k}{Q}} \quad (3.22)$$

bağıntısıyla tanımlanır.

3.2.2. Kapalı çarklarda aralık kaybı

Kapalı çarklarda aralık sızdırmazlığı oldukça basit bir geometrik şekle sahiptir. Burada aralık debisi halka yüzeyinden geçen debi olarak tanımlanabilen bir büyüklüktür. Aralık debisi, basınç farkı biliniyorsa, iyi bir yaklaşımla hesaplanabilir.

Halka aralıktan geçen sıkıştırılamaz akışkanın verdisi,

$$Q_a = \mu \cdot A a \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.23)$$

eşitliğiyle belirlidir.

Silindirik halka aralıklar için μ değeri;

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{z}{\alpha^2} + \lambda \frac{\sum L_s}{2s}}} \quad (3.24)$$

bağıntısıyla hesaplanır.

Silindirik halka aralıklardaki aksenal geçiş akışları incelendiğinde α değerinin milin dönmesine bağlı olduğu sonucuna varılır. Bu dönme durumu aralıktaki çevresel hız ile hesaplanan Reynolds sayısı ,

$$Re a = \frac{2su}{\nu}$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada s aralık genişliği; ν ise akışkanın kinematik viskozitesidir. Öte yandan aralık akışı hızı $c = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ akış hızı ile hesaplanan Reynolds sayısının fonksiyonudur. Buradan,

$$Re_c = \frac{2sc}{\nu} \quad (3.25)$$

eşitliği elde edilir.

Görüldüğü gibi milin çevresel hızı ne kadar yüksekse λ direnç katsayısı o kadar büyük ve dolayısıyla aralık akışı verdisi o kadar küçük olur (Yamada 1962). Bu durum belirli bir dönme sayısına kadar katmanlı akış milin dönmesinden etkilenmez.

Aralık debisi olarak çarkın basma tarafından emme tarafına geri akan akışkan ilk önce çark içerisinde çarkın basma tarafına doğru tekrar aktarılmaktadır. Birim kütle olarak aktarılan enerji özgül kanat enerjisidir. Bu nedenle aralıktaki güç kaybı (P_{ar}), aralıktan geçen kütleli debi (m_{ar}) ile özgül kanat enerjisi (Y_k) çarpımı ile hesaplanır.

$$P_{ar} = m_{ar} \cdot Y_k \quad (3.26)$$

Ve hidrolik verim;

$$\eta_h = \frac{Y}{Y_k} \quad \text{ise} \quad (3.27)$$

Aralık güç kaybı:

$$P_{ar} = m_{ar} \cdot \frac{Y}{\eta} \quad (3.28)$$

olur. Burada elde edilen aralık güç kaybı (P_{ar}) pompanın kütleli debisine (m) bölünürse kütleyle bağlı aralık özgül enerji kaybı (Y_{ar}),

$$Y_{ar} = \frac{P_{ar}}{m} = \frac{m_{ar}}{m} \cdot \frac{Y}{\eta} \quad (3.29)$$

bulunur.

3.2.2.1. Kapalı çarklarda aralık akışının ikincil etkisi

Aralık akışlarının ikincil etkisi kendini ana akış üzerinde gösterir. Bu etki ile ana akışın ve ona bağlı olarak verimin iyileşmesi veya kötüleşmesi mümkündür. Ana akışla birleştiği yerde tekrar çarka giren aralık akışı zaten bu çarklarda görülen yavaşlayan akış dolayısıyla çok duyarlı olan çeper katmanında ayrılmalara sebep olabilir. Bu konuda dikkate alınması gerekli olan diğer bir husus ise kaçak akışın çark dönme yönünde bir hız bileşeni kazanmış olmasıdır. Bu çevresel bileşen ana akışa da geçeceğinden ana akış çevresel hız yönünde bir dönme kazanır. Böyle bir dönme ise özgül kanat enerjisini azaltıcı bir etki yapar. Kaçak akış büyük bir hızla ve hemen dik yönde ana akışa karışarak çeper katmanının ayrılmasına ve verimin kötüleşmesine sebep olur. Ayrıca kaçak akışın çevresel hız bileşeni yönünden ana akış çark dönüş yönünde bir dönme kazandığı için özgül kanat enerjisinde de azalma görülür.

Son olarak çark biçimi aynı kaldığı halde aralık sızdırmazlık düzeninin değiştirilmesi ile özgül hızda kayda değer bir değişiklik olacağını belirtmek gerekir. Bunun nedeni sızdırmazlık düzeninin değiştirilmesi ile bir yandan yararlı verimin azalması diğer yandan özgül enerjinin artmasında aranmalıdır. Böylece özgül hızda yaklaşık %8.5 ila %13.5 dolaylarında bir azalma görülür.

3.3. Eksenel Pompalarda Kanat Sayısının Pompa Verimine Etkisi

n , Q_x , Y_x Büyüklüklerinin birbirine bağılıklarını incelemek üzere önce n dönme sayısı sabit tutularak Y_x özgül kanat enerjisinin Q_x verdisi ile nasıl değiştiği saptanabilir.

Gerçekleştirilmiş bir pompa için bu bağıntı deney düzeneğinde kolayca elde edilir. Bunun için dönme sayısı sabit tutulup basma borusundaki bir vananın kısılarak ayarlanması ve her ayar yapıldığında Q_x ve Y_x değerlerinin ölçülmesi yeterlidir. Bu şekilde elde edilen ve sabit dönme sayısında Y_x ile Q_x arasındaki bağıntıyı veren eğriye kısma eğrisi adı verilir. Mümkün olan tüm dönme sayılarında elde edilen kısma eğrilerinin tümü, Q_x , Y_x , n eksen takımında bir yüzey oluşturur. Tanım yüzeyi adı verilen bu yüzey pompanın mümkün tüm çalışma noktaları hakkında bilgi verir.

Çarka girişin daima dik olduğu kabulü yapılarak $Y_x = U_{2x}C_{3ux} - U_{1x}C_{0ux}$ eşitliğinde $C_{0ux} = 0$ alınır ve dönme sayısının sabit kalması dolayısıyla $U_{2x} = U_2$ konursa,

$$Y_{kx} = U_2 C_{3ux} \quad (3.30)$$

bulunur.

3.3.1. Sonsuz sayıda kanat kabulü

Kanat uyumlu akış halinde yukarıdaki eşitlik,

$$Y_{k\infty x} = U_2 C_{2ux} \quad (3.31)$$

şeklini alır. Ayrıca bağıl çıkış akışı açısı değişmeyerek β_2 'ye eşit kalır. Normal Q verdisi için geçerli olan $A_2 B_2 C_2$ hız üçgeni Q_x verdisi için $A_{2x} B_2 C_2$ üçgenine dönüştür (Sekil 3.6). Bu üçgenin A_{2x} tepe noktası,

$$c_{2mx} = c_{2m} \frac{Q_x}{Q} \quad (3.32)$$

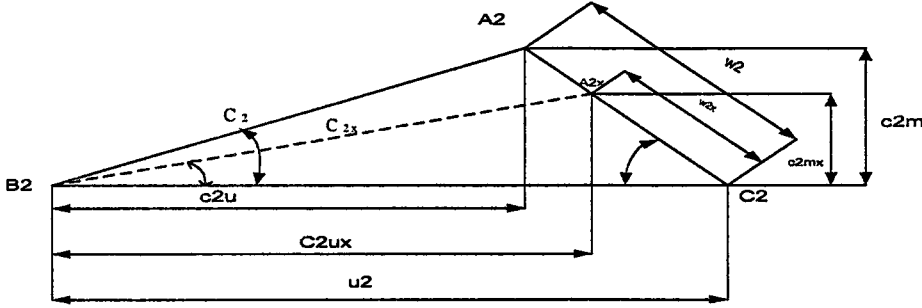
bağıntısından elde edilir. Öte yandan bu hız üçgeninden,

$$c_{2ux} = u_2 - c_{2mx} \cot \beta_2 = u_2 - \frac{Q_x}{Q} c_{2m} \cot \beta_2 \quad (3.33)$$

yazılarak bu sonuç (3.31) eşitliğine götürülürse,

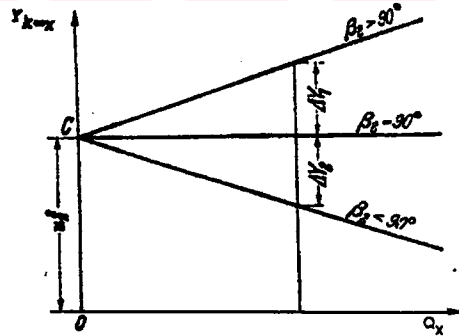
$$Y_{koox} = u_2 \left(u_2 - \frac{Q_x}{Q} c_{2m} \cot \beta_2 \right) \quad (3.34)$$

bulunur. (Akışkanın hava olması halinde küçük Mach sayıları için yapıldığı gibi, muhtemel bir yoğunluk değişimi bir yana bırakıldığı zaman) bu eşitliğin sağ yanındaki ifadede, aynı bir pompa için değişken olan tek büyüklük Q_x verdisi veya Q_x/Q doluluk derecesidir.



Şekil 3.6 Kanat uyumlu akış halinde normal ve kısmi yüklerde bir pompa çarkının hız üçgenleri

Son eşitlik Q_x ile Y_{koo} arasındaki bağıntının doğrusal olduğunu göstermektedir. Bu doğru Şekil 3.7'de β 'nin 90 dereceden küçük, eşit ve büyük olmak üzere sırasıyla negatif eğimli kanatlar, çıkış kenarından çevreye dik olarak son bulan kanatlar için ayrı ayrı çizilmiştir. Özgül kanat enerjisi, β_2 nin dar açılı olması halinde artan debi ile azalmakta, geniş açılı halinde debi ile beraber artmakta, dik açılı halinde ise u_2^2 ye eşit olarak sabit kalmaktadır.



Şekil 3.7 Sonsuz kanat halinde (kanat uyumlu akış) verdiye bağlı olarak kanat enerjisinin değişimi

Aynı bir çevresel hız için, ileriye dönük kanatların özgül kanat enerjisi dik olarak son bulan kanatlarınkinden ΔY_1 kadar daha büyük, geriye dönük kanatlarda ise ΔY_2 kadar daha küçüktür. Böylece burada tekrar açığa çıkan gerçek, aktarılan enerji miktarının ve dolayısıyla basınç sayısı ψ 'nin β_2 açısıyla artmasıdır. Y_{koox} ile Q_x arasındaki değişimin doğrusal olması Şekil 3.6'deki hız üçgeninde de görülebilir. Çünkü buradaki A_{2x} noktası

debinin değişmesi halinde A_2C_2 doğrusu üzerinde kalarak hareket etmekte ve bu noktanın B_2 noktasına göre koordinatları olan C_{2mx} ve C_{2ux} in Q_x ve Y_{koox} ile oranları sabit kalmaktadır. Dolayısıyla Q_x , Y_{koox} doğruları gerçekte Şekil 3.6'de de mevcuttur. Yalnız eksen takımları ve ölçek değişmiştir. β_2 açısı arttıkça, Y_{koox} doğrusunun C noktası etrafında dönmesi gibi (Şekil.3.7) burada da C_2A_2 doğrusu C_2 etrafında dönecektir.

3.3.2. Sonlu kanat sayısı

İdeal akışkan halinde kanat enerjisi doğrusal bir değişim gösterir. Bunun kanıtı en basit şekilde kanat dolanımı göz önüne alınarak yapılabilir. Kanat dolanımı kanat enerjisi ile doğru orantılıdır. Tek bir kanat etrafında mutlak akış için yazılmış olan Γ_{kx} dolanımı mutlak akış oluşturan iki kısmi akışın kısmi dolanımlarının toplamı olarak düşünülebilir. Birinci kısmi akış, içinden akışkan geçmeksizin dönmekte olan çarkın içindeki akışkanın hareketidir. Giriş ve çıkışı kapalı olan akışkanla dolu bir çarkın dönmesi halinde dönme eksenindeki ve sonsuzdaki akışkan sükünette kalır. İkinci kısmi akış sabit bir çarktan geçen akıştır (geçiş akışı). Her iki kısmi akışta kendi başlangıç çevresini oluşturur. Başka bir deyişle kendi dolanımlarına sahip olur. Birinci kısmi akış, verilmiş bir çark için yalnız dönme sayısı ile belirli olup belirli bir noktadaki hız yalnız dönme sayısı ile değişmektedir. Öte yandan duran bir çarkın içinden geçiş akışında hızlar dönme sayısından bağımsız olup yalnız Q_x ile orantılı olarak değişir. İki akışın üst üste getirilmesi ile toplam akışın dolanımı;

$$\Gamma_{kx}=K_{1n}+K_2Q_x \quad (3.35)$$

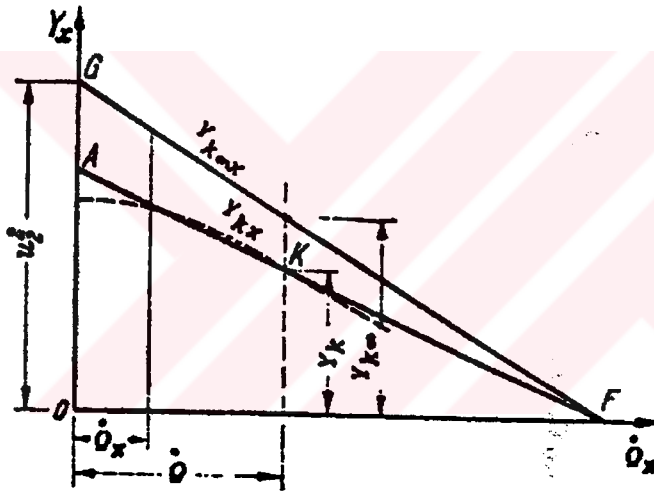
şeklinde yazılabilir. K_1 ve K_2 kanat boyutlarına bağlı sabitlerdir. Bu sonuca göre dolanım ve dolayısıyla kanat enerjisi, dönme sayısı sabit tutulduğu sürece Q_x ile doğrusal bir değişim gösterir.

Y_{kx} doğrultusunun tam konumu genellikle belli değildir. Yapışkanlığın etkisi ile Y_{kx} değişimi doğrusal görüntüsünden az çok uzaklaşır. Gerçek Y_{kx} çizgisi Şekil 3.8'deki kesik çizgiyle gösterildiği gibi küçük doluluk derecelerinde aşığı doğru bir kıvrılma eğilimi gösterir. Böyle bir eğri yerine Y_{kx} için şekildeki FKA doğrusu alınır. Bu doğru K hesap noktası ile Y_{koox} doğrusunun yatay eksenini kestiği noktadan geçer. Y_{kx} için böyle bir doğru

seçmekle, uygulamada önemli olan pompa çalışma bölgesinde yeterli doğruluk sağlanmış olur. Bundan sonra ele alınacak olan kayıpların güvenilir doğrulukla saptamalarının olanak dışı olduğu düşünülürse bu basitleştirmeye göz yumulabilir. Böyle bir kabul yüzünden Y_{kox} ile Y_{kx} kanat enerjilerinin birbirine oranları ve dolayısıyla p güçsüzlüğü Q_x 'den bağımsız olur. Dolayısıyla,

$$Y_{kx} = \frac{1}{1+p} Y_{kox} \quad (3.36)$$

yazılabilir (Edis ve Tekin, 1978). Burada p aynı bir pompa için sabit kalacaktır.



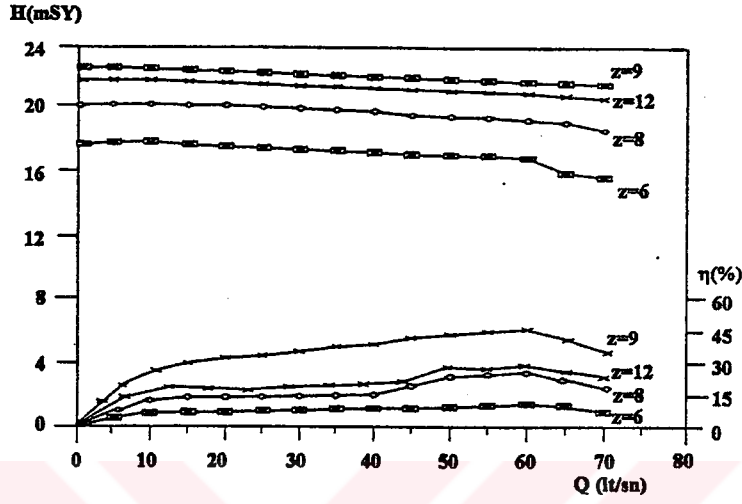
Şekil 3.8 Y_{kox} ve Y_{kx} çizgilerinin birbirine göre konumları

Q_x eksenini kesim noktası olan F, (3.34) eşitliğinde $Y_{kox}=0$ ve $OF=Q_x$ konularak elde edilir.

$$\overline{OF} = u \frac{Q}{2 c_{2m}} \operatorname{tg} \beta_2 = u_2 \pi D \frac{t_2 - \sigma}{2 t_2} \tan \beta_2 \quad (3.37)$$

Y_{kox} ve Y_{kx} doğrularının Q_x eksenini aynı noktada kesmeleri kabulü ancak bazı kısıtlayıcı kayıtlar içinde geçerlidir. Birçok halde bu çizgilerin koşut olmaları daha büyük bir olasılıktır (Edis ve Tekin, 1978).

Kanat sayısı hesaplamalarında (z) ile gösterilir. $s=0$ aralığında çarkın tam eş merkezli sınırlamada olması demektir. Literatur verilerine göre Şekil 3.9'da basma yüksekliği eğrilerinin kanat sayısı ile olan değişimlerini gösterilmiştir (Rutschi, 1968).



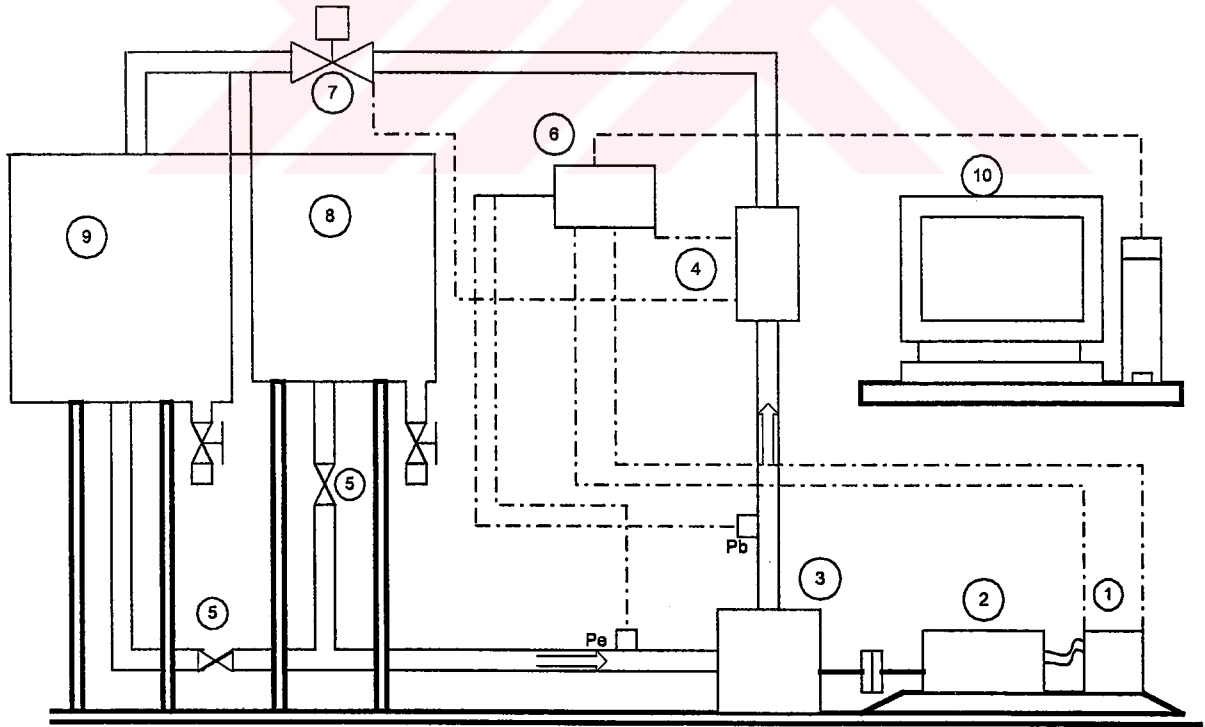
Şekil 3.9 $s=0$ 'da kanat sayısının etkisi

BÖLÜM 4 DENEY DÜZENEGİ

4.1. Deney Düzeneginin Genel Tanımı

Deney düzeneği Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümü hidrolik laboratuvarında kurulmuş olup Şekil 4.1’de verilmiştir (ENGİN, 2000).

Deney düzeneği, farklı eksenel pompaların test edilmesine uygun olarak hazırlanmıştır.



Şekil 4.1 Deney düzeneğinin şematik görünümü

- | | |
|------------------------------|------------------------------|
| 1.Sürücü (frekans invertörü) | 6. Veri toplama kartı |
| 2.Elektrik motoru | 7. Servomotorlu kelebek vana |
| 3.Test pompası | 8. Debi kalibrasyon tankı |
| 4.Elektromanyetik debi ölçer | 9. Su tankı |
| 5. Sürgülü vana | 10. Bilgisayar |
- Pb. Basma hattı basınç transmidi
Pe. Emme hattı basınç transmidi

Deney düzeneğinde test edilecek olan farklı konstrüksiyondaki dizaynı yapılan aksel çarklar sırasıyla pompaya monte edilmiştir. Basma hattı üzerine yerleştirilen bir servomotorlu kelebek vana yardımıyla debi ayarı yapılmaktadır. Debi elektromanyetik bir debi ölçer ile ölçülür. Manometrik basma yüksekliğinin bulunmasında kullanılmak üzere emme ve basınç hattına ISO2548'e uygun olarak 2 adet basınç transmidi (Pb, Pe) yerleştirilmiştir. Bir frekans invertörü ile yol verilen pompa motoru 5,5 kW, AC motor olup mil aktardığı moment sürücü tarafından ölçülmektedir. Daha sonra bunların debi-basma yüksekliği, debi-verim ve debi-mil momenti eğrileri çıkartılarak karşılaştırmaları yapılmıştır.

4.1.1. Elektrik motoru:

Test pompasının tahriki için doğrudan pompa miline bağlanan üç fazlı asenkron AC motoru kullanılmıştır. Kullanılan motorun nominal gücü 5.5 kW, nominal devir sayısı 1500 d/d ve nominal mil momenti ise 35 Nm'dir.

4.1.2. Sürücü (frekans Invertörü):

Elektrik motoruna "Siemens Mikromaster" serisi 5.5 kW'lık bir 380V-AC sürücü ile yol verilmektedir. Sürücü ile bir çok parametrenin kontrolü sağlanabilmektedir. Çalışma esnasında motora ait çalışma akımı, gerilimi, frekansı gibi bir çok özelliklerin yanında, motor devri ve nominal momentin yüzdesi olarak motor mili momenti bilgilerini analog değer (4-20mA) olarak vermektedir. Aynı zamanda dijital ekranından da kullanıcıya sunmaktadır.

4.1.3. Debi-ölçer

Pompanın bastığı debinin ölçümü için “Krone” marka “Dn50” tipi bir elektromanyetik debi ölçer kullanılmıştır. Debi ölçerin hassasiyeti %1 dir. Debi ölçer sistemden geçen debiyi hem analog sinyal olarak (4-20mA) hem de dijital olarak kullanıcıya sunmaktadır. Ayrıca isteğe bağlı olarak anlık debi veya belirli bir sürede geçen toplam debi bilgilerine ulaşmak mümkün olmaktadır. En büyük doğrusal ölçme $85 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak verilmiştir.

4.1.4. Debi ayar vanası

Sistemden geçen debinin ayarı, basma hattı üzerine yerleştirilen “Aris-Dn50” tipi bir serve motorlu kelebek vana ile sağlanmıştır. Bu ayarlama tamamen bilgisayar üzerinden yapılabilmesine rağmen isteğe bağlı olarak elle kumanda kolu kullanılarak yapılabilir. Vana açıklık kontrolü, vana motoruna gönderilen 0-5V luk analog gerilimle sağlanmaktadır.

4.1.5. Basınç-ölçerler

Pompanın emiş ve çıkış basınçları Bourdan marka 2 adet elektronik basınç transmitteri ile ölçülmüştür. Pompanın girişindeki transmitterin çalışma aralığı (-1) bar ila (+5) bar dır. Çıkışındaki transmitterin çalışma aralığı ise (0) bar ila (+6) bar dır. Bu transmitteler %0.5 hassasiyetle ölçüm yaparak bunu 4-20mA analog sinyale dönüştürmektedirler.

Her iki basınç ölçerlerin yeride ISO 2548'e uygun olarak seçilmiştir.

4.1.6. Akışkan tankları

Akışkan tankları olarak pompanın kapalı çevrim çalıştığı 560 litrelik silindirik tank ile 200 litrelik debi kalibrasyon tankı kullanılmıştır.

4.1.7. Emme ve basma hatları

Pompa basma hattı boru çapı; debi ölçere kadar olan kısmı 80 mm, buradan sonra olan kısmı ise 50 mm'dir. Akımın debi ölçere girmeden önce bozulmaması için bu daralma esnek bir parça ile sağlanmıştır. Böylece ani daralma kaybı en aza indirilmiştir. Pompa emme hattı boru çapı ise 100 mm dir.

4.2. Ölçü Aletlerinin Kalibrasyonu

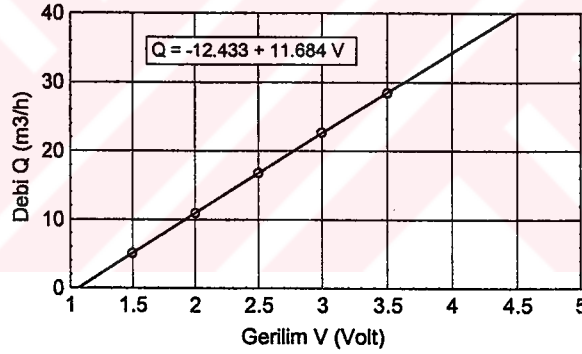
Ölçü aletlerinin imalatçılar tarafından yapılan kalibrasyonlar zamanla veya kullanıma dayalı olarak bozulabilmektedir. Bu da ölçülecek olan fiziksel büyüklüğün yanlış ölçülmesine neden olmaktadır. Bu yüzden belirli periyotlarla basınç ölçerlerin ve debi ölçerlerin kalibrasyonu yapılmıştır.

4.3. Sürücünün Motora Adaptasyonu

Daha öncede belirtildiği gibi sürücü maksimum 5.5 kW güce kadar her güçteki motora yol verebilecek özelliğe sahiptir. Dolayısıyla kendisine bağlanan motor(lar)a ait bilgilerin tanıtılması gerekir. Bu deneylerde de kullanılan motora ait bilgiler girilmiştir. Kullanılan motor için bu bilgiler; P081=50 Hz, P082= 1500 d/d, P083=11.6 A, P084=380 V, P085=5,5 kW olarak verilmiştir.

4.4. Debi Ölçerin Kalibrasyonu

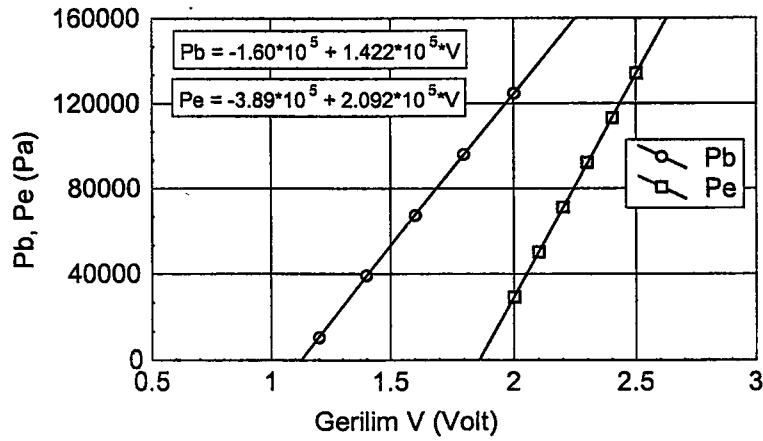
Debi ölçerin kalibrasyonu bilinen en basit yöntem olan, belirli bir sürede geçen akışkan miktarının geçen toplam zamana bölünmesi suretiyle yapılmıştır. Debi kalibrasyon tankına yerleştirilen seviye göstergesi ile, hangi yükseklikteki akışkanın kütlesinin ne olduğu, daha önce tanka kütlesi bilinen miktarda su konularak belirlendi. Daha sonra sistem belirli bir pompa devrinde değişik vana açıklıklarında çalıştırıldı. Her bir vana açıklığında rejim sağlandıktan sonra tank dibindeki boşaltma vanası kapatılarak süre başlatıldı. Bu esnada geçen debiye göre debi ölçerin sağladığı analog sinyaller dijital bir Multimetre ile ölçüldü. Ardından tanka boşalan su aniden ana su tankına yönlendirilerek süre durduruldu. Böylece belirli bir vana açıklığındaki ortalama debi belirlenmiş oldu. Buna karşılık gelen sinyal değeri ile birlikte bu iki değer kalibrasyon deneyinin bir verisini oluşturmuş oldu. Elde edilen kalibrasyon eğrisi ve ölçüm noktaları Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Debi ölçerin kalibrasyon eğrisi

4.5. Basınç Ölçerin Kalibrasyonu

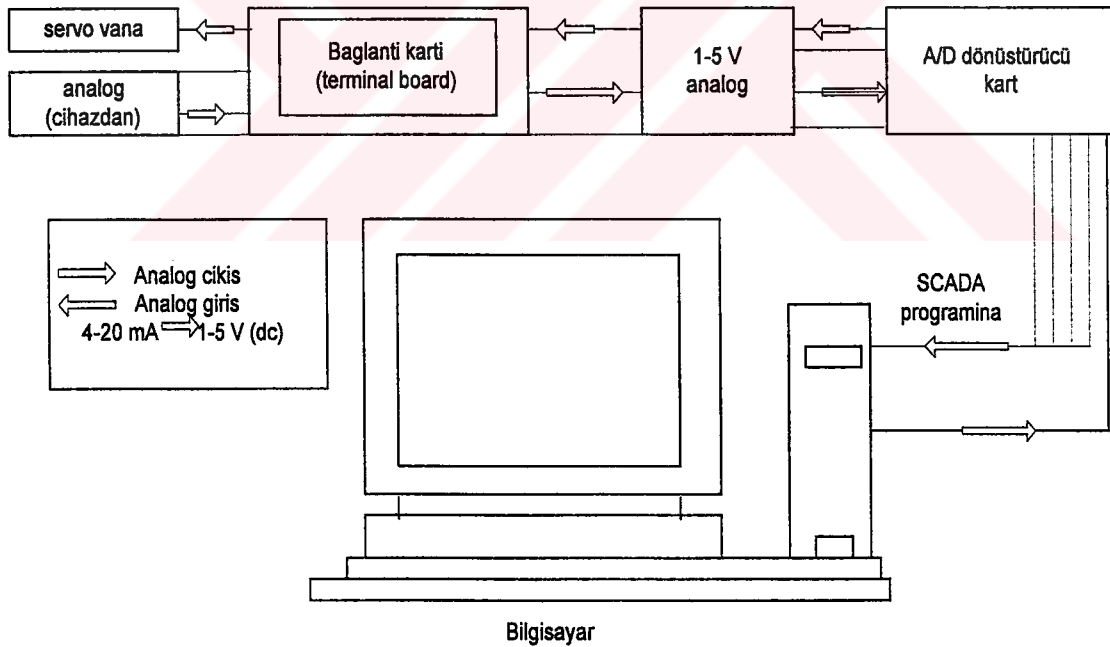
Basınç fark ölçerin kalibrasyonu manometre kalibrasyon düzeneğinde yapılmış olup kalibrasyon eğrisi Şekil 4.3’de verilmiştir.



Şekil 4.3. Basma ve emme basınç transmitterinin kalibrasyon eğrileri

4.6. Veri Toplama ve Kontrol Sistemi

Veri toplama ve kontrol sistemi şematik olarak Şekil 4.4'de gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Veri toplama ve kontrol sistemi

Şekil 4.4'de de görüldüğü gibi veri toplama ve kontrol sistemi 2 ana kısımdan oluşmaktadır. Bunlar veri toplama kartı ile (A/D dönüştürücü) SCADA programıdır.

4.6.1. Veri toplama kartı (A/D dönüştürücü)

Sistemin devreye alınmasıyla ölçüm cihazlarından gelen 4-20mA değerindeki analog sinyaller öncelikle birincil kart olan bağlantı kartı (terminal wiring board) üzerinde toplanır. Burada 250 ± 1 lik paralel dirençler yardımıyla $V=I.R$ bağıntısına göre 1-5 V (dc) gerilime dönüştürülür. Kullanılan SCADA programı sadece gerilim olarak değerlendirme yapmaktadır. Dolayısıyla bu dönüşümün yapılması gerekmektedir.

İkincil olarak kullanılan ve bilgisayarın içerisine monte edilen (internal) Analog/Dijital dönüştürücü kart Advantech marka PCL-818HG yüksek kazanımlı (high gain) bir karttır. Kart 16 adet tek uç (single ended) veya 8 adet farksal (differential) analog giriş ile 1 adet analog çıkış özelliğine sahiptir. Deneylerde farksal bağlantı daha hassas ölçüm sağladığından tercih edilmiştir. Benzer şekilde bağlantı kartı da aynı marka olup PCLD-8115 modelidir.

Ölçüm cihazlarından gelen akımlar 4 ila 20 mA arasında çok düşük seviyelerdedir. Dolayısıyla çevreden ve cihazlardan sürücünün yaydığı elektromanyetik dalgalar nedeniyle etkilenebilmektedir. Bu dalgaların etkilerini azaltmak için tahrik motorunun güç kablosu dahil olmak üzere tüm kablo tesisatı ekranlı kablodan çekilmiştir. Bu sayede sinyallerde oluşan pik noktaları büyük oranda giderilmiştir.

Kart üzerine sürücüden bir, basınç ölçerlerden iki, debi ölçerden bir olmak üzere toplam dört analog giriş farksal olarak bağlanmıştır. Bunlardan başka bilgisayar üzerinden serve motorlu vanaya 1-5V luk analog çıkış yapılarak debi ayarı sağlanmıştır.

4.6.2. SCADA Programı

Ölçüm cihazlarından gelen sinyallerin fiziksel büyüklere dönüşümü ve bunlar arasında çeşitli matematiksel işlemlerin yapılması gerekir. Bunun için bir yazılıma ihtiyaç vardır. Bu tür sistemlerde kullanılan programlar genel olarak SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) yazılımı olarak bilinirler.

Kullanılan SCADA yazılımı PC-Lab ürünü GENIE 3.02 versiyonu olup, 3 ana kısımdan oluşmaktadır.

4.6.2.1. Görev tasarımcısı (Task designer)

Bu kısım temel bilgisayar dilleri bazında bir veri akışı programlama modeli kullanır. Halen kullanılmakta olan bilgisayar dillerinin ayrıntılarında kaybolmadan kullanıcının problemine uygun blok diyagramını oluşturmasına yarar. Tüm veri alma işlemleri bu tasarımcıda yapılandırılır. Görev tasarımcısı kullanıcının proses kontrol ve /veya veri toplama stratejisini basitçe oluşturabilmesi için ikon bloklarından oluşan bir araç çubuğu kullanmaktadır. Her bir ikon problemi çözmek için kullanılan belirli bir fonksiyonu temsil eder.

4.6.2.2. Görüntü tasarımcısı (Display designer)

Prosesin temsili görüntüsünü oluşturan kısımdır. Operatör görüntü paneli oluşturmada kullanılır. Bu kısım ile görev tasarımcısı arasında çalışma esnasında sürekli olarak dinamik veri transferi gerçekleşerek, görüntü üzerinde kullanıcıya bilgi aktarılır. Böylece, belirli bir sınır değeri aşan sıcaklık durumunda görüntü tasarımcısında alarm vermesi gibi fonksiyonlar yerine getirilmektedir. Burada, test ekipmanına veya endüstriyel proses görüntüleri oluşturulabilmekte ayrıca başka bir editörde yapılmış olan şemalar buraya aktarılabilir. Bu görüntü üzerinden prosesi görüntülemenin yanı sıra çalışma esnasında kontrol etme imkanı da vardır.

4.6.2.3. Rapor tasarımcısı (Report designer)

Rapor içeriklerinin tanımlanabildiği ve kullanıcı tarafından konfigürasyonu değiştirilebilen bir ortam rapor tasarımcısı tarafından sağlanır. Bu sayede veri kanallarından aktarılan bilgiler daha önceden belirlenen bir zaman aralığında kullanıcının istediği formatta elde etme imkanı sağlamış olur.

4.7. Deney Prosedürü

Önce pompa devreye alınarak, devir sayısı sürücü üzerinden ayarlanır. Buradaki testler 1000, 1500, 2000 d/d devir sayılarında yapılmıştır. Debi ayar vanası kullanılarak kısma eğrisi oluşturmak için kullanılacak olan ölçümler alınmaya başlanır. Her bir ölçüm noktasında pompa giriş ve çıkışındaki basınçlar, debi değeri ve motor momenti SCADA üzerinde kaydedilir. Belirli bir noktadaki veri alma sıklığı program üzerinden ayarlanabilmektedir. Bu şekilde her noktanın değerleri kaydedilir. Diğer devir sayılarında da benzer işlemler yapılarak belirli bir aralık açıklığındaki performans değerleri pompa devir sayısına göre elde edilmiş olur. Bu işlemler 4 ayrı çark için yapılarak performans karakteristikleri için veriler elde edilmiştir.

4.8. Deney Pompası ve Deneyde Kullanılan Çarklar

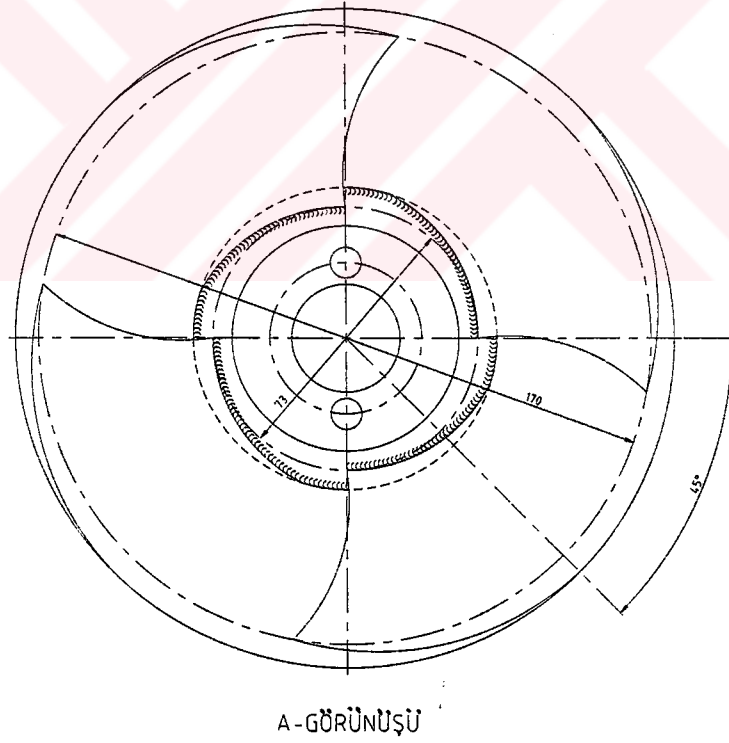
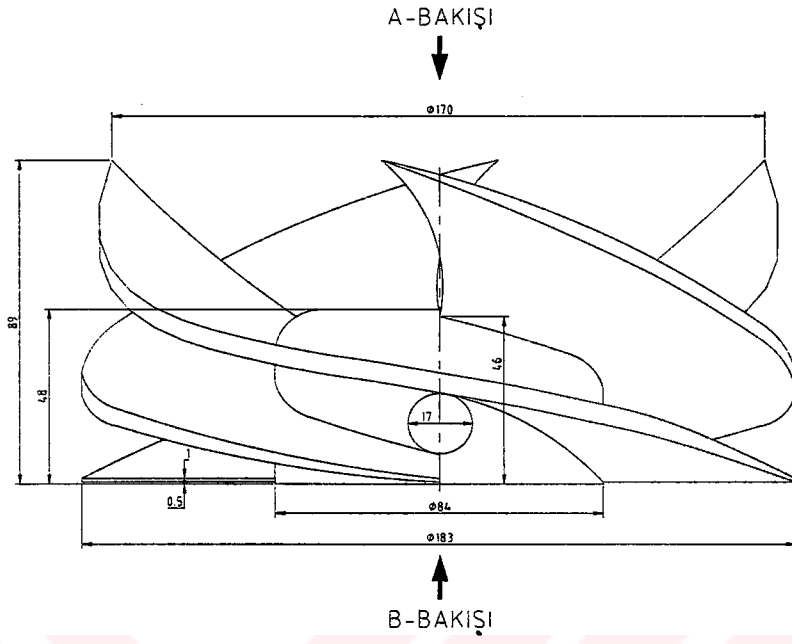
Deneyde kullanılan çark ve dönüştürücü kanat sistemlerinin kombinasyonu Tablo 4.1 de verilmiştir.

Tablo 4.1 Deneyde kullanılan çark-dönüştürücü kanat sisteminin kombinasyonu

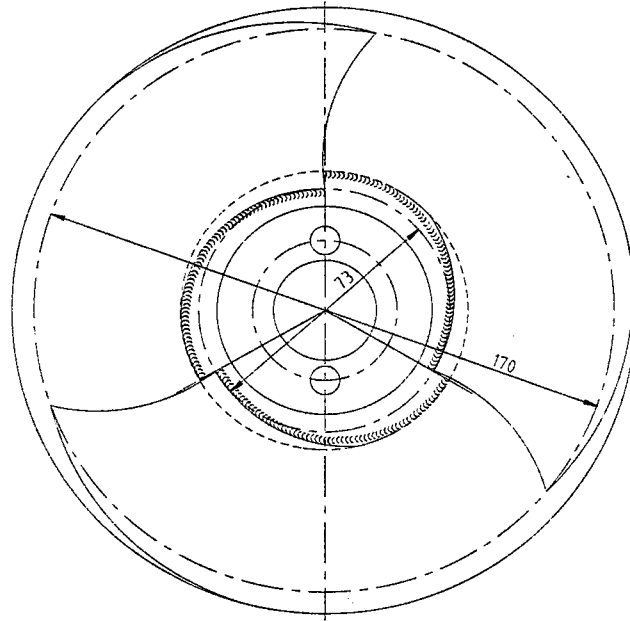
N =1000, 1500, 2000d/dak	(I) Dönüştürücü kanat yok	(II) Dönüştürücü kanat var
A4 (Çark A, 4 kanatlı açık)	A4-I	A4-II
B3 (Çark B, 3 kanatlı açık)	B3-I	B3-II
C4 (Çark C, 4 kanatlı kapalı)	-	C4-II
D4 (Çark D, 4 kanatlı kanallı)	-	D4-II

Teğetsel hız enerjisinin testi için kullanılan çarklar 3 ve 4 kanatlı açık tip çark olup; bu çarklar 183 mm dış ve 84 mm iç çapındadır. Çark genişliği ise 89 mm ve çark kanat açısı 18° dir.

Dört kanatlı çark sisteminin teknik özellikleri Şekil 4.5’de, üç kanatlı çarkın teknik özellikleri ise Şekil 4.6’da gösterilmiştir. Bu çarklara uygun olarak sabit dönüştürücü kanat sistemi, çark çıkışında ve çevre boyunca sabit açıda dizili 7 kanattan oluşmuştur.(Dış çap 183 mm iç çap ise 84 mm dir). Dönüştürücü kanatın teknik özellikleri Şekil 4.7’de gösterilmiştir.

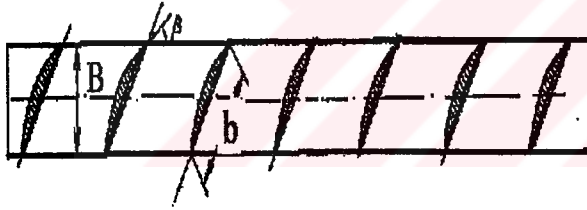


Şekil 4.5 Dört kanatlı çarkın teknik özellikleri

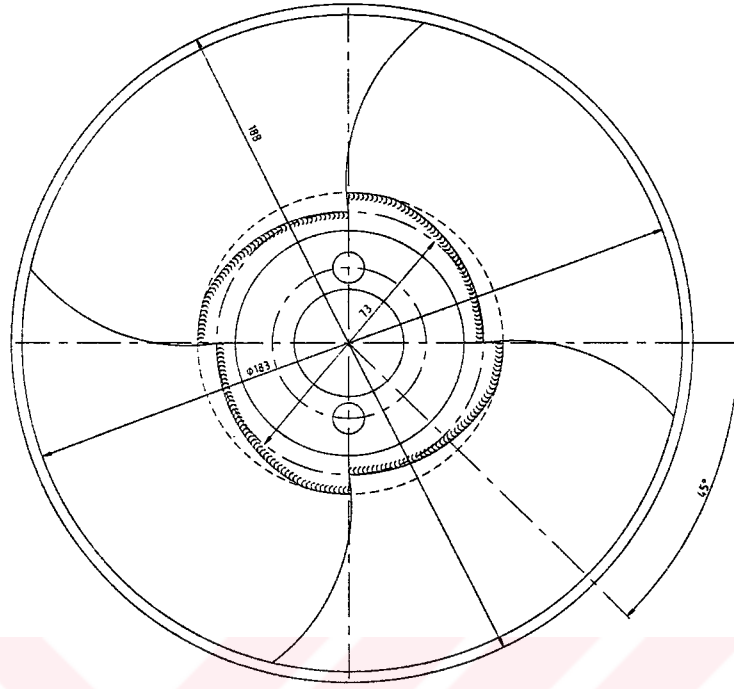


A-GÖRÜNÜŞÜ

Şekil 4.6 Üç kanatlı çarkın teknik özellikleri

Şekil 4.7 Dönüştürücü kanat sisteminin teknik özellikleri ($B=22\text{mm}$, $b=70\text{mm}$, $\beta=18^\circ$)

Kapalı ve açık kanatlı aksenal çarkın verim üzerine etkisinin etüdünde için; açık kanatlı (A4-II) çarkın Şekil 4.5 deki verileri esas alınmıştır. Kapalı çark (C4-II) için ise Şekil 4.9 daki çarkın verileri esas alınmıştır. Deneysel verilerin sağlıklı yorumlanabilmesi için kapalı çarkın boyutları; açık çarkın boyutlarına eşit alınmıştır. Her iki çark ta dönüştürücü kanat ve birlikte test edilmiştir. Kapalı çarkla ile açık çark arasındaki temel fark kapalı çarka monte edilen kanat kapatıcısıdır (Şekil 4.8).

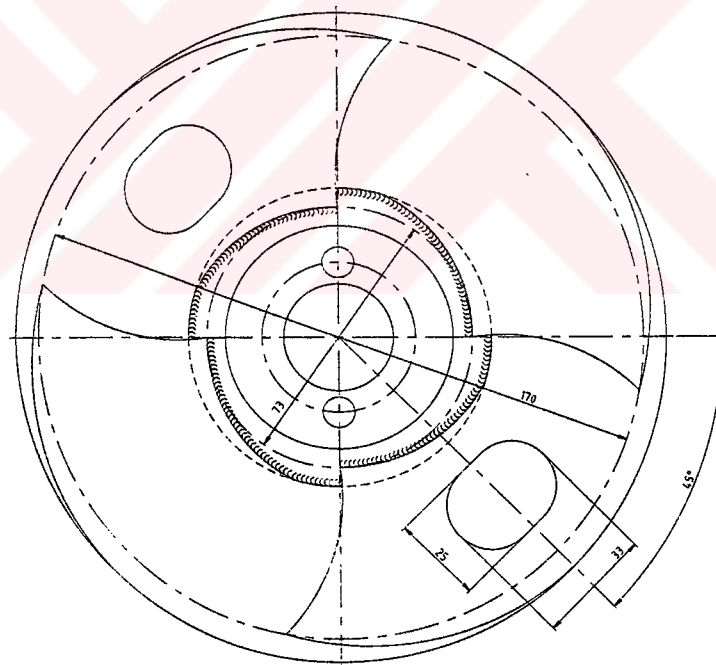
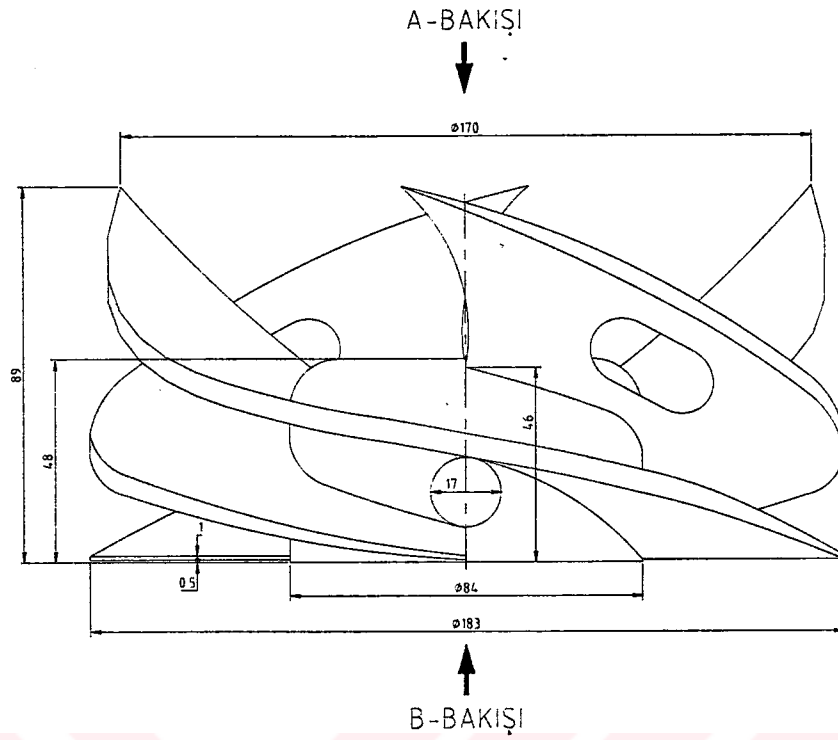


A-GÖRÜNÜŞÜ

Şekil 4.8 Kapalı kanat sisteminin (C4-II) teknik özellikleri

Kanat sayısının pompa verimine etkisinin belirlenmesi için Şekil 4.5 ve 4.6'daki çarkların deneysel verileri kullanılmıştır. Her iki çark ta açık tip çark olup çıkışlarında dönüştürücü kanat sistemi mevcuttur.

Litaratür taramasında pompa kanadı üzerine kanal açılarak yapılan bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Bu çalışmadaki deneylerde iki farklı pompa çarkı kullanılmıştır. Bunlar açık kanatlı çark (A4-II), diğeri ise yine açık kanatlı çark olup kanatlardan ikisine kanal açılmıştır (Şekil 4.9 (D4-II)). Bu sistemde kanatlar arasına açılan kanalın pompa karakteristiklerine üzerine etkisi test edilmiştir. Burada kullanılan çarkın boyutları; açık çarkın boyutlarına eşit alınmıştır.



A-GÖRÜNÜŞÜ

Şekil 4.9 Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin (D4-II) teknik özellikleri

4.9 Hesap Yöntemi

Pompa manometrik basma yüksekliği (Hm):

$$H_m = z_e + (P_b - P_e) / \gamma + V_1^2 - V_2^2 / 2g \quad (4.1)$$

İle hesaplanmıştır. Burada z_e pompa emiş yüksekliğini, V_2 çıkış hızını, V_1 emiş hızını, P_b basma basıncı, P_e emme basıncı, γ akışkanın özgül ağırlığını göstermektedir.

Mil gücü (Pmil) ise

$$P_{mil} = M_{mil} \cdot \omega \quad (4.2)$$

olarak hesaplanmıştır. Motor mili momenti bilgileri analog değer (4-20mA) veya dijital olarak kullanıcıya okunmaktadır.

Açısal hız $\omega = \pi n / 30$ formülünden hesaplanmaktadır. Burada gösterilen n devir sayısı olup sürücü üzerinden ayarlanmaktadır.

Mil momenti ise $M = F \cdot l$ olarak hesaplanmaktadır.

Pompadan elde edilen akışkan gücü (Pak) :

$$P_{ak} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m \quad (4.3)$$

burada ρ akışkanın yoğunluğunu, g yerçekim ivmesini göstermektedir. Pompa genel verimi (η) ise,

$$\eta = P_{ak} / P_{mil}$$

(4.4)

olarak hesaplanmıştır.



BÖLÜM 5 DENEY SONUÇLARI

5.1. Dönüştürücü Kanat Sisteminin Pompa Verimine Etkisi

Bu aşamada kullanılan çark ve sabit dönüştürücü kanat sisteminin kombinasyonu Tablo 5.1’de verilmiştir.

Tablo 5.1 Deneide kullanılan çark-dönüştürücü kanat sisteminin kombinasyonu

n =1000, 1500, 2000d/dak	(I) Dönüştürücü kanat yok	(II) Dönüştürücü kanat var
A4 (Çark A, 4 kanatlı açık)	A4-I	A4-II
B3 (Çark B, 3 kanatlı açık)	B3-I	B3-II

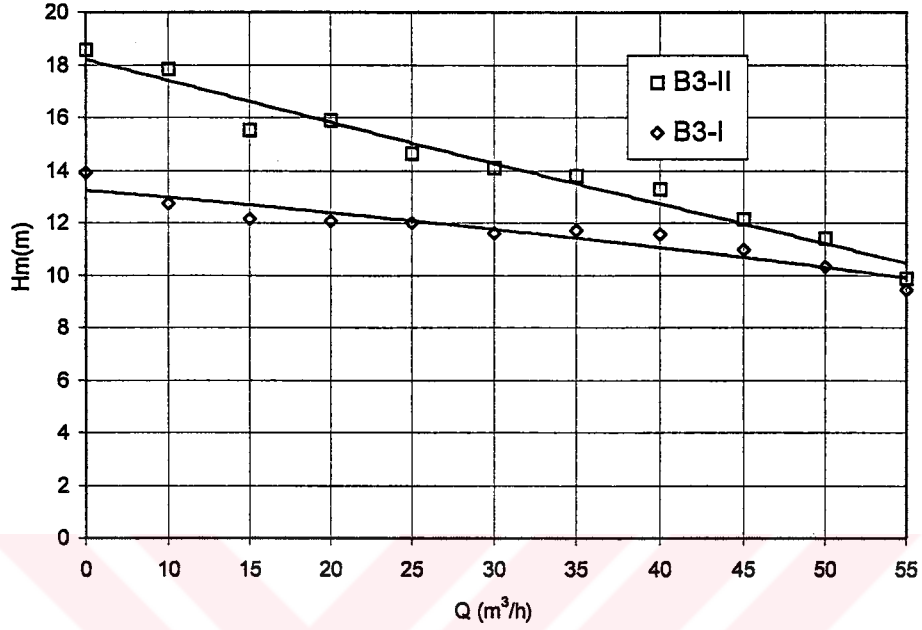
B3-I ve B3-II kombinasyonuna ait eğriler birlikte aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Burada; Hm-Q, η -Q, Mmil-Q eğrileri sırasıyla Şekil 5.1, 5.2, 5.3 (2000 d/d için) , 5.7, 5.8, 5.9 (1500 d/d için), 5.13, 5.14, 5.15 (1000 d/d için) de verilmiştir. Hm-Q eğrileri incelendiğinde (Şekil 5.1, 5.7 ve 5.13) sabit dönüştürücü kanatlı sistemde aynı Q değerinde, sabit dönüştürücüsüz kanatlı sistemden daha yüksek Hm manometrik yükseklik değerlerinin elde edildiği görülmüştür. Bunun nedeni, sabit dönüştürücü kanatın kullanıldığı sistemde teğetsel hız enerjisinin potansiyel enerjiye çevrilmesidir (Bölüm 3.2). Bu fark düşük debilerde daha fazla çıkmıştır. Verim-debi eğrilerinde de benzer bir durum söz konusudur (Şekil 5.2, 5.8, 5.14). O halde B4-II kombinasyonunun daha yüksek verim nedeniyle uygun bir varyasyon olduğu yani sabit dönüştürücü kanadın pompa verimini artırdığı söylenebilir. Bu konfigürasyonda elde edilen maksimum verim 2000 d/d devir sayısı ve 50 m³/h debide %59, 1500 d/d

devir sayısı ve 35 m³/h debide %64.2, 1000 d/d devir sayısı ve 25 m³/h debide %63.3 olarak bulunmuştur. Dönüştürücü kanat sisteminin kullanılmasıyla pompa veriminde 2000 d/d devir sayısında %2, 1500 d/d devir sayısında %1 ve 1000 d/d devir sayısında ise %3 iyileşme sağlanmıştır. Moment-debi grafikleri incelendiğinde (Şekil 5.3, 5.9 ve 5.15) B3-II kombinasyonunda debi artışına bağlı olarak mil momentinin arttığı görülmüştür. B3-I de ise debi artışına bağlı olarak mil momenti azalmıştır.

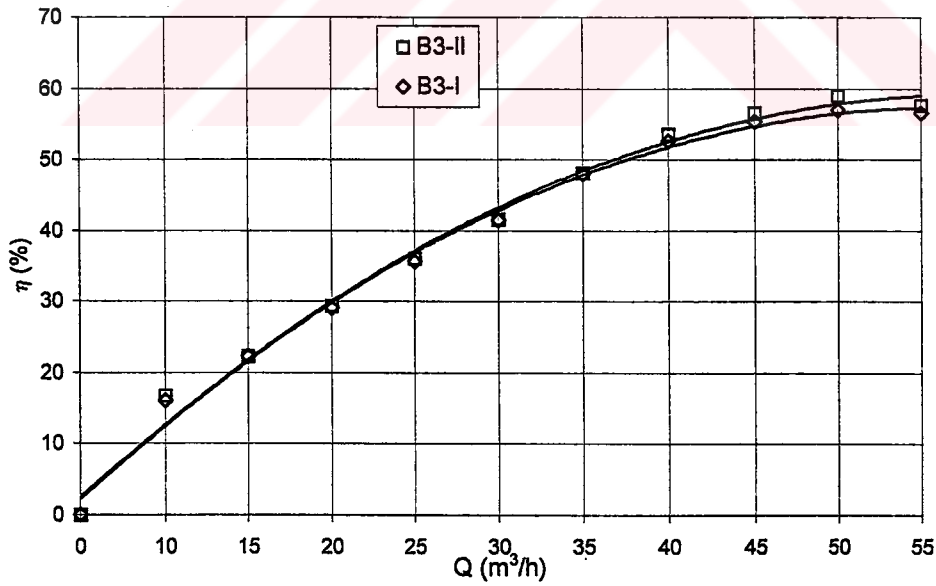
A4-I ve A4-II serisi deneylerde elde edilen sonuçlar da B serisi deneylerde elde edilen sonuçlara benzemektedir. A4-I ve A4-II kombinasyonunun deney sonuçları Hm-Q, η -Q, Mmil-Q olarak sırasıyla Şekil 5.4, 5.5, 5.6, 5.10, 5.11, 5.12, 5.16, 5.17 ve 5.18'de verilmiştir. Şekil 5.4, 5.10 ve 5.16'dan aynı debi değerinde A4-II kombinasyonu ile daha yüksek Hm manometrik yükseklik değeri elde edilmiştir. Bu fark daha düşük debilerde daha fazla çıkmıştır. Verim-debi eğrisinde de benzer bir sonuç elde edilmiştir. Buradan rahatlıkla A4-II kombinasyonunun uygun bir varyasyon olduğu ve sabit dönüştürücü kanadın pompa verimini artırdığı sonucuna varılabilir. Elde edilen maksimum verim 2000 d/d devir sayısında ve 50 m³/h debide %63, 1500 d/d devir sayısında ve 35 m³/h debide %64.3, 1000 d/d devir sayısında ve 25 m³/h debide %65.3 olarak bulunmuştur. Dönüştürücü kanat sisteminin kullanılmasıyla pompa veriminde 2000 d/d devir sayısında %3, 1500 d/d devir sayısında %2 ve 1000 d/d devir sayısında ise %2 iyileşme sağlanmıştır. Şekil 5.6, 5.12 ve 5.18'den A4-II kombinasyonunda debi artışına bağlı olarak mil momenti artmıştır. A4-I'de ise debi artışına bağlı olarak mil momentinde azaldığı görülmüştür. Bunun nedeni A4-II ve B4-II sisteminin kullanılmasıyla pompa içindeki sürtünme artışı nedeniyle mil momentide artmıştır. Teğetsel hız enerjisinden gelen kazancın bir kısmı bu kayıplar için harcanırken, kalanı ise verimdeki artışı sağlamıştır.

Eksenel akışlı pompalarda debinin kısılması mil momentinin artışına neden olduğu bilinmektedir. Bu kural; bu pompaların kullanımlarını kısıtlamaktadır. Herhangi bir nedenle pompa çıkışında meydana gelen tıkanma pompa motorunda aşırı yük çekimine, dolayısıyla pompa motorunun yanmasına neden olabilmektedir. Ancak bu kural A4-II ve B3-II sistemlerinde doğrulanırken, A4-I ve B3-I sistemlerinde bunun

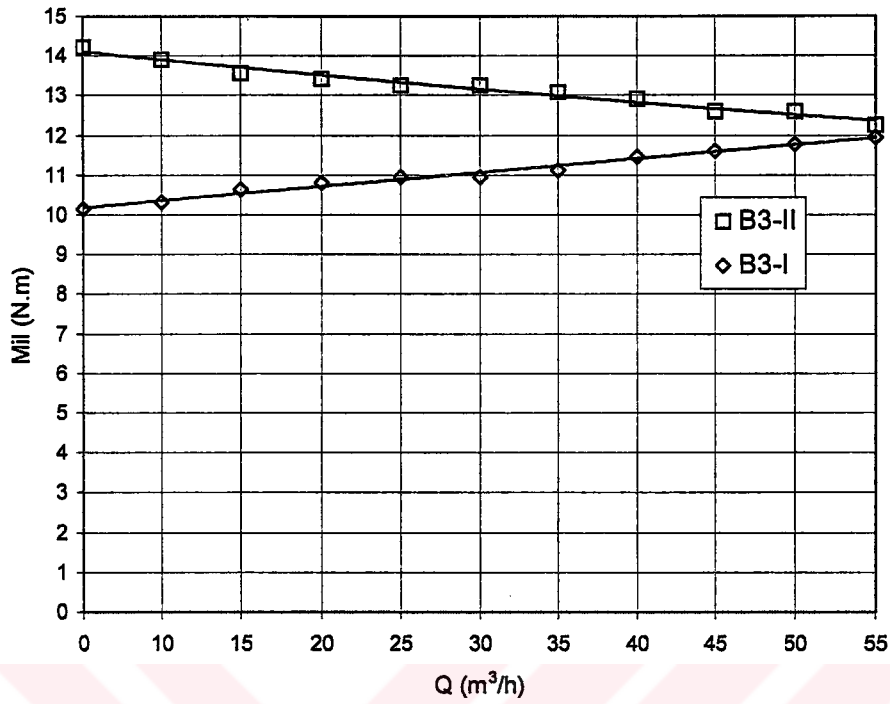
tersi sonuç elde edilmiştir. Yani burada bu pompa santrifüj pompa gibi moment-debi karakteristiği göstermektedir.



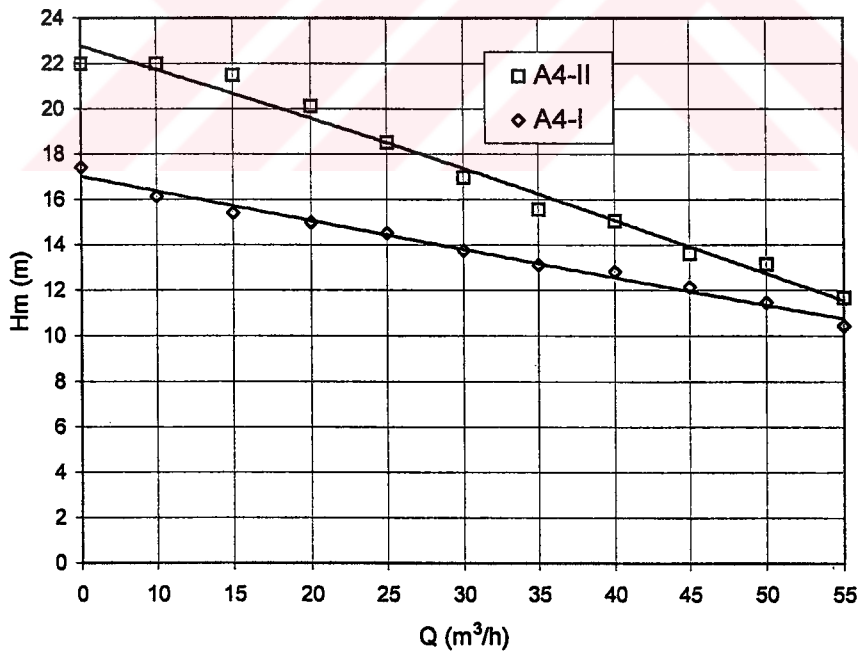
Şekil 5.1 B3 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



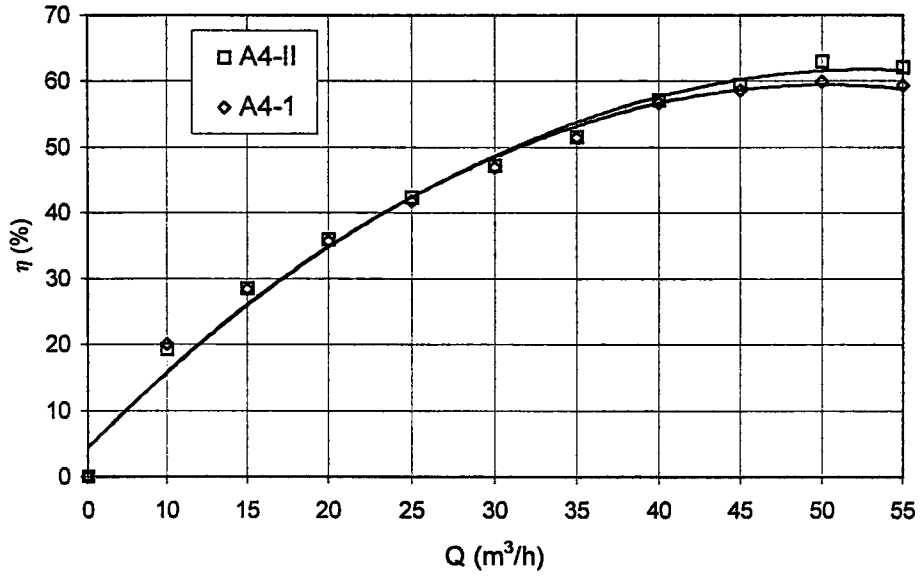
Şekil 5.2 B3 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



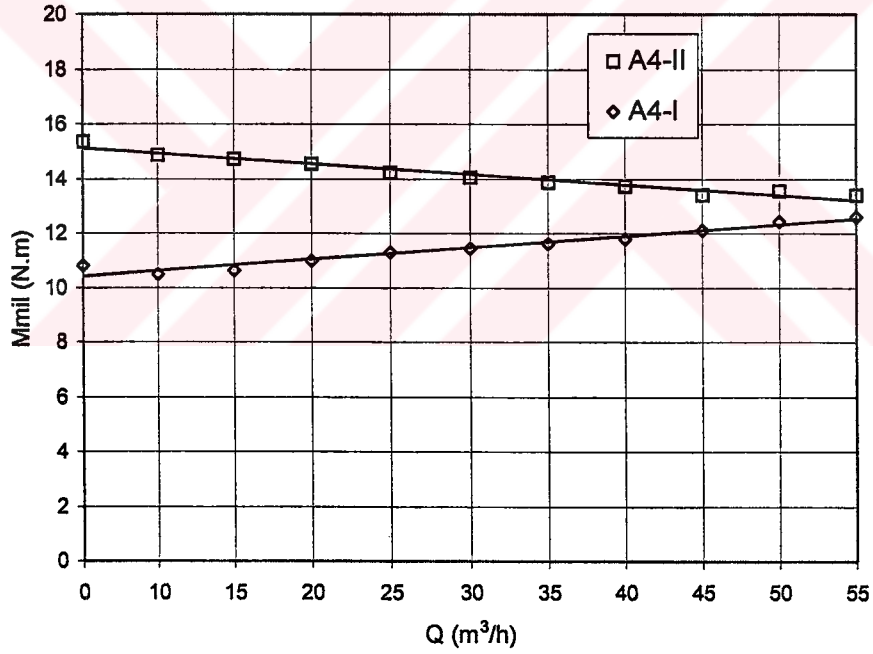
Şekil 5.3 B3 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi



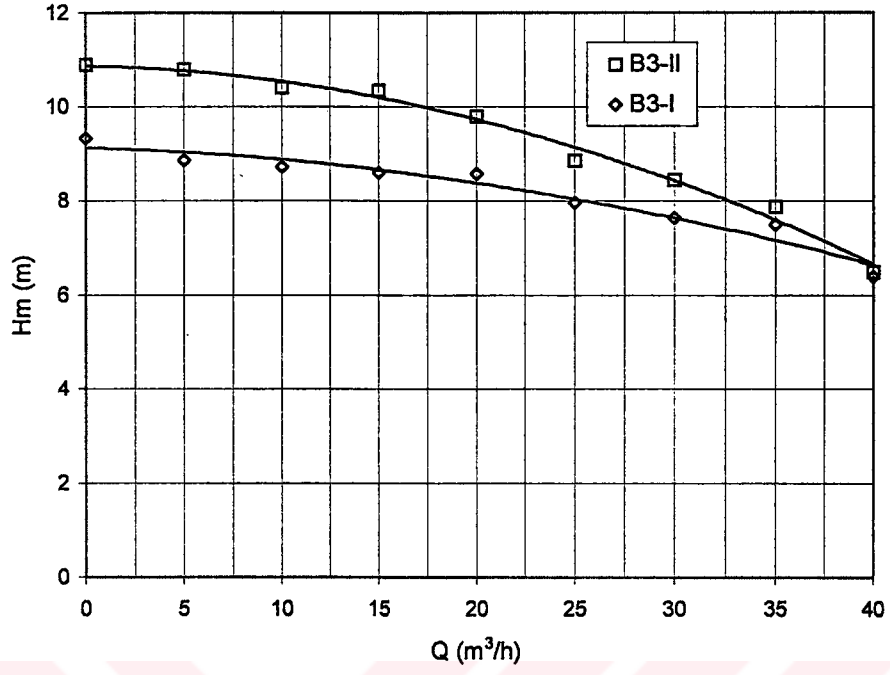
Şekil 5.4 A4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



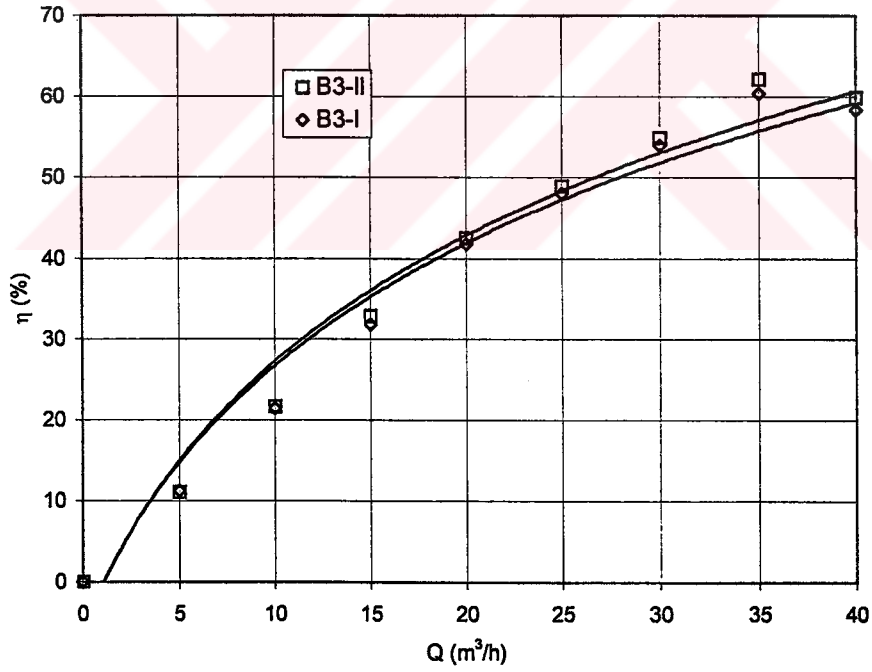
Şekil 5.5 A4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q- η eğrisi



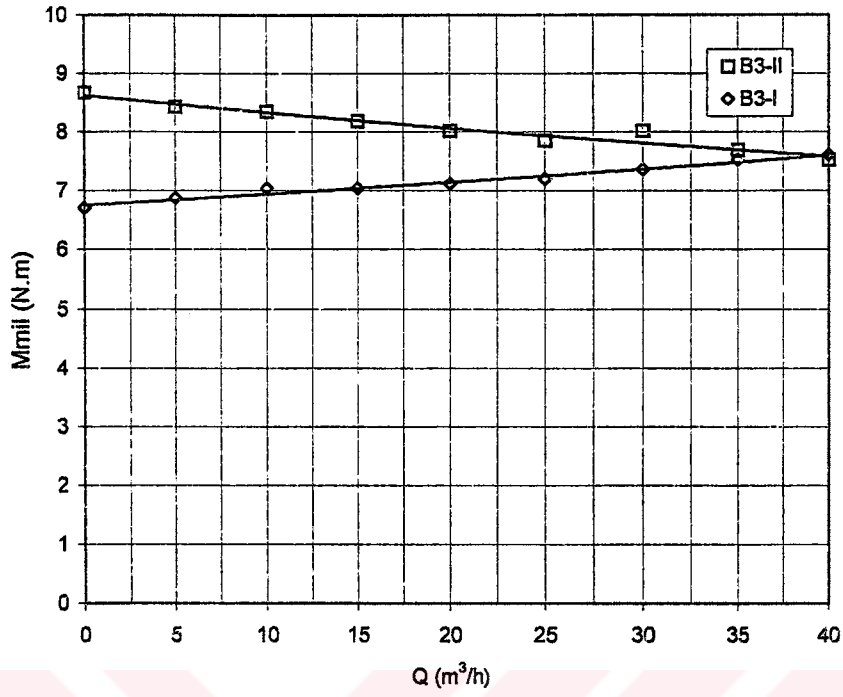
Şekil 5.6 A4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi



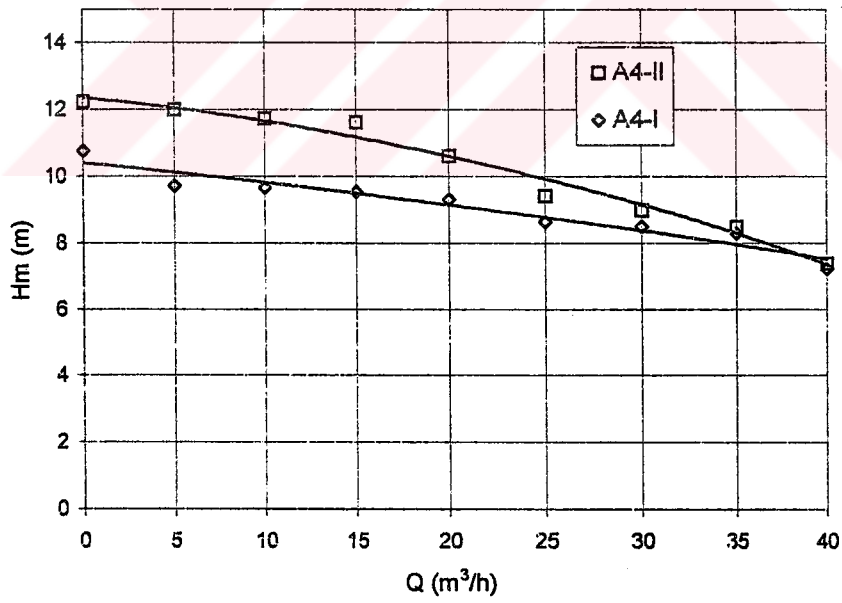
Şekil 5.7 B3 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



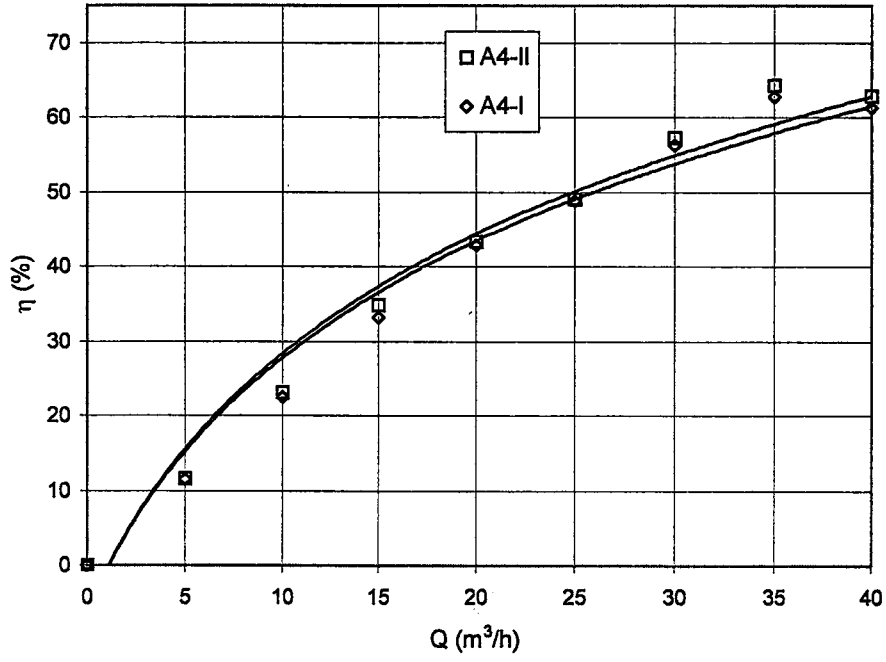
Şekil 5.8 B3 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



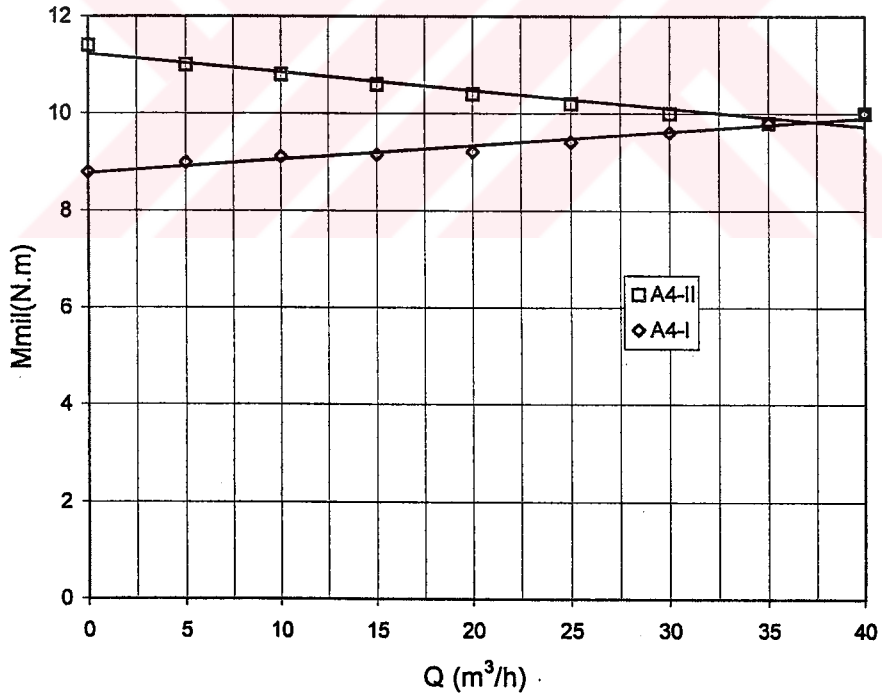
Şekil 5.9 B3 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi



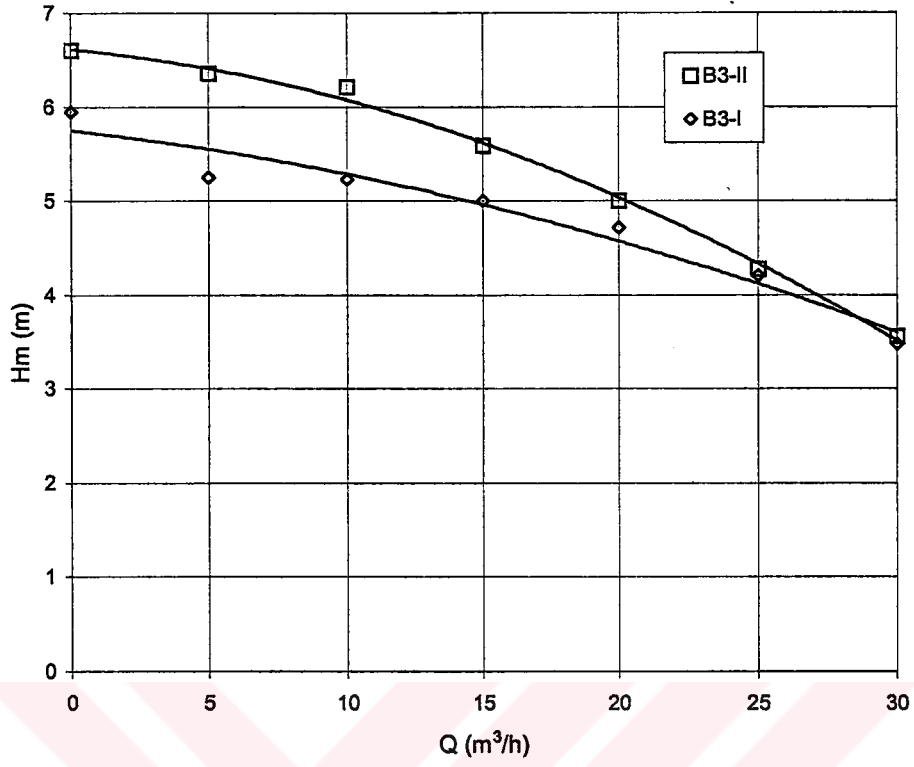
Şekil 5.10 A4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



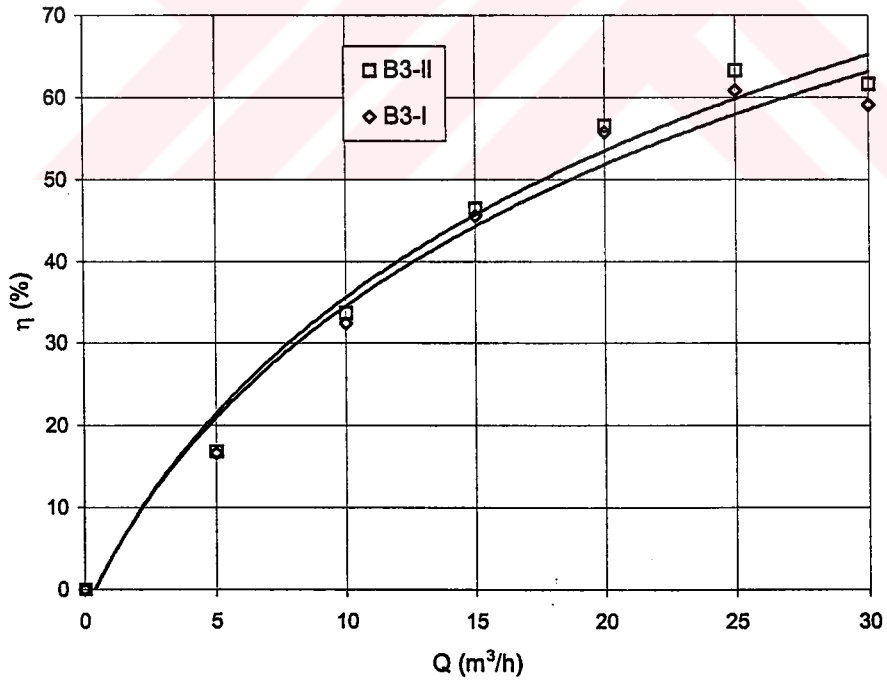
Şekil 5.11 A4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q- η eğrisi



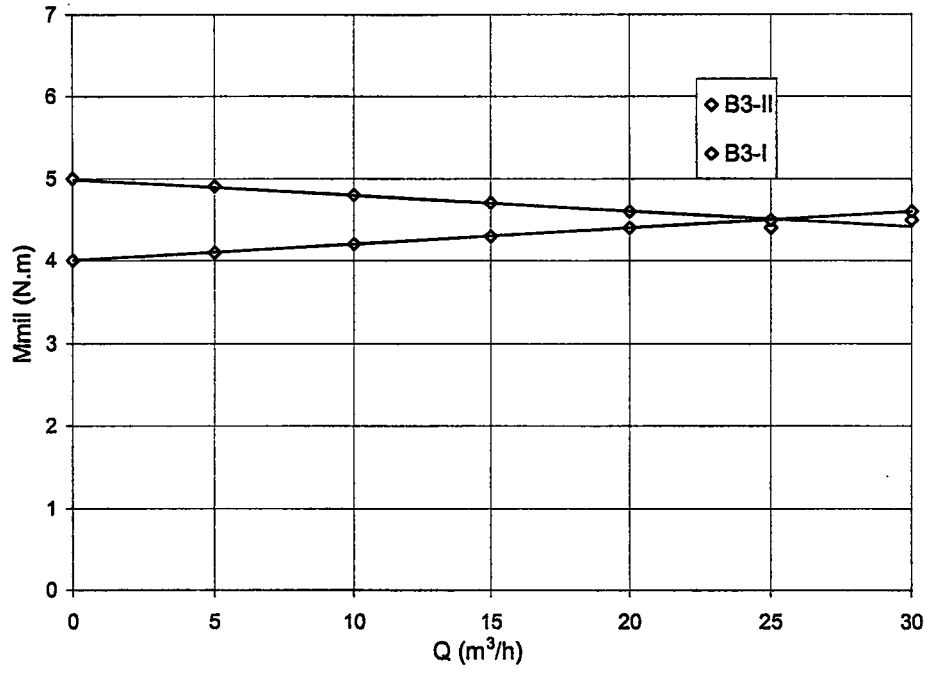
Şekil 5.12 A4 çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q- M_{mil} eğrisi



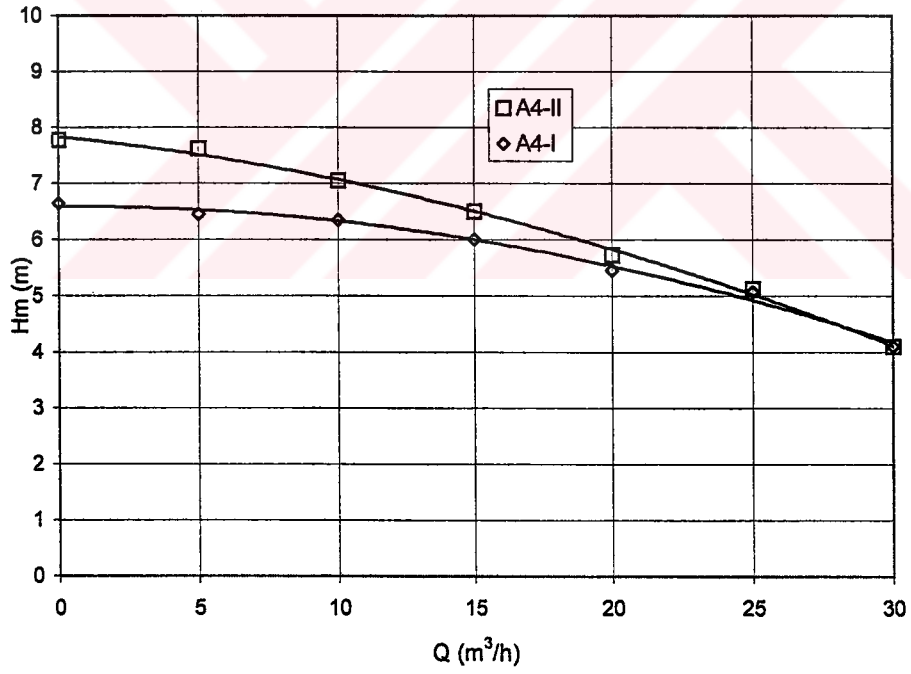
Şekil 5.13 B3 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



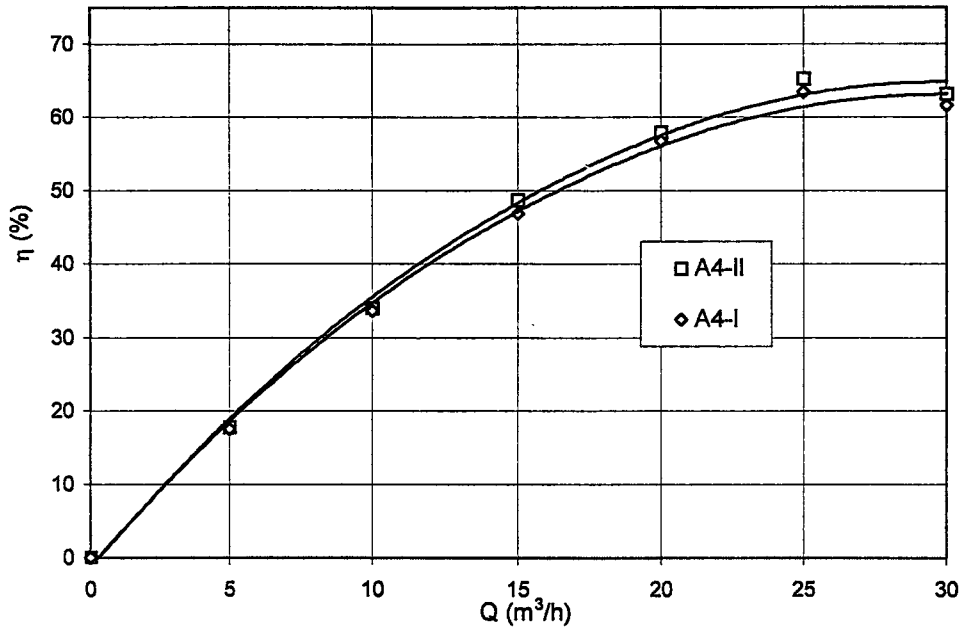
Şekil 5.14 B3 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



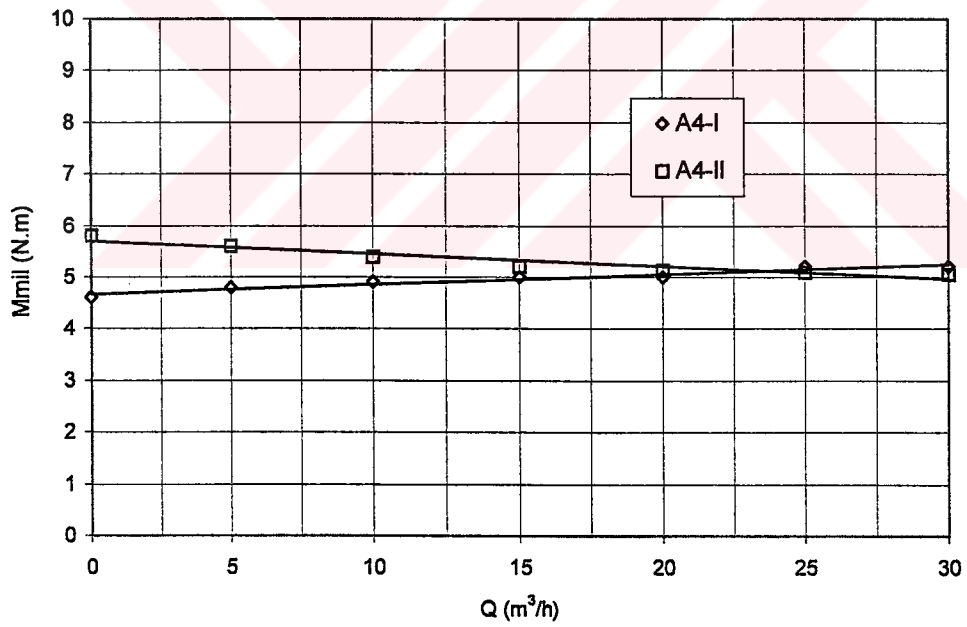
Şekil 5.15 B3 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi



Şekil 5.16 A4 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



Şekil 5.17 A4 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q- η eğrisi



Şekil 5.18 A4 çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi

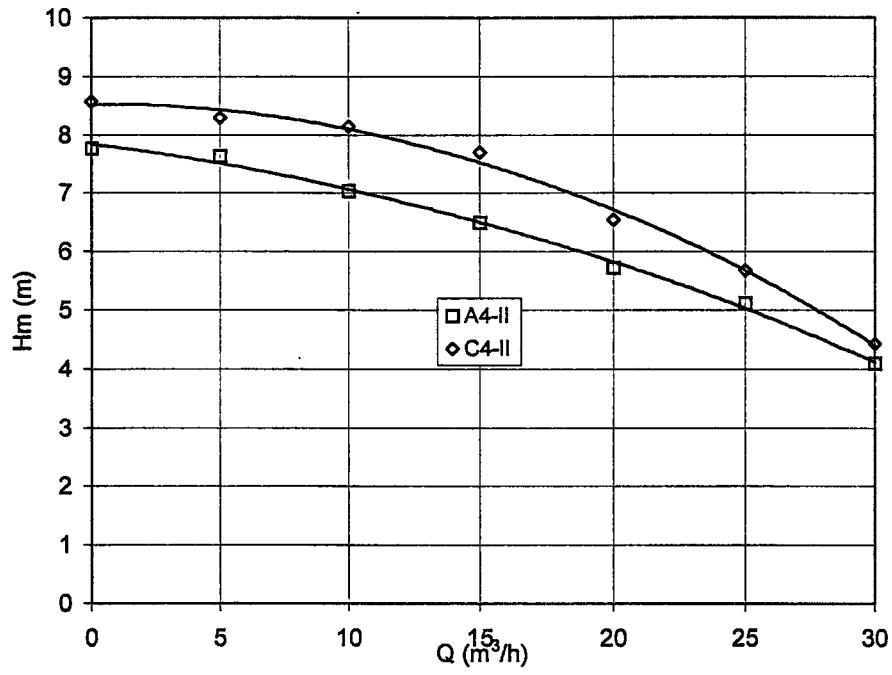
5.2. Kapalı ve Açık Çarkın Eksenel Pompa Verimine Etkisi

Bu deneyde kullanılan kapalı ve açık çark kanat sisteminin kombinasyonu Tablo 5.2’de verilmiştir.

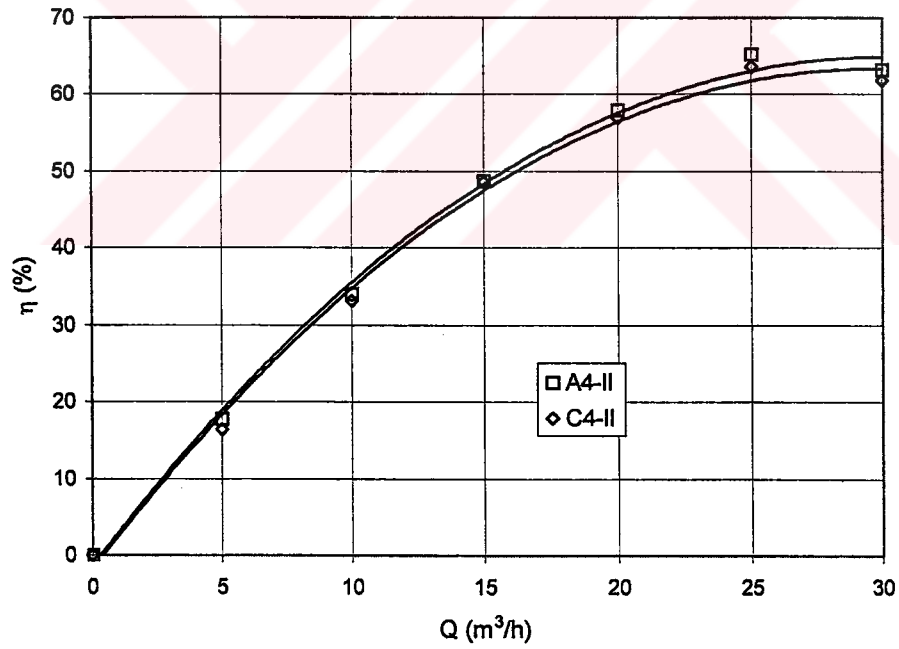
Tablo 5.2 Deneyde kullanılan açık ve kapalı çark kanat sisteminin kombinasyonu

n=1000, 1500, 2000 d/d	Kombinasyonlar
4 Kanatlı Açık çark (A4), Dönüştürücülü kanat (II)	A4-II
4 Kanatlı kapalı çark (C4),Dönüştürücülü kanat (II)	C4-II

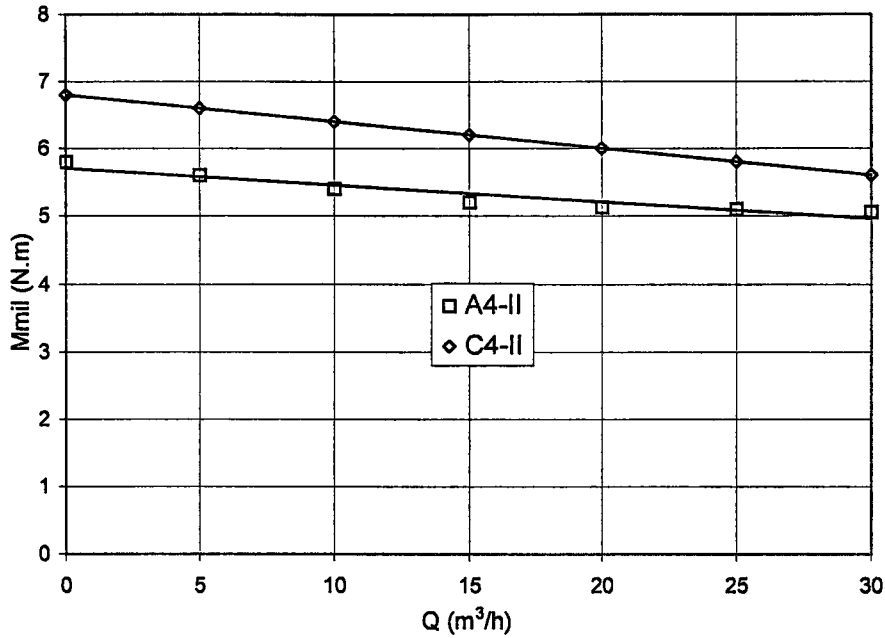
A4-II ve C4-II kombinasyonununun 1000 d/d’daki deney sonuçları H_m-Q , $\eta-Q$, $M_{mil}-Q$ olarak Şekil 5.19, 5.20 ve 5.21’de sıra ile verilmiştir. Şekil 5.19’da, kapalı çarkla aynı Q değerinde, açık çarktan daha büyük H_m manometrik yükseklik değerleri elde edildiği görülmüştür. Bu fark, düşük debilerde daha fazla çıkmıştır. Verim-debi eğrisinde ise bunun tersi bir durum söz konusudur. 1000 d/d’da açık çarkın verimi kapalı çarkın veriminden daha yüksek çıkmıştır. O halde 1000 d/dak devir sayısında C4-II kombinasyonunun uygun bir varyasyon olmadığı yani kapalı çarkın pompa verimini artırmadığı söylenebilir. Bu konfigürasyonda açık çarktan elde edilen maksimum verim $25 \text{ m}^3/\text{h}$ debide %65.3, kapalı çarktan elde edilen maksimum verim %63.6 olarak bulunmuştur. Şekil 5.21’den A4-II ve C4-II kombinasyonunda debi artışına bağlı olarak mil momenti azalmıştır. C4-II kombinasyonunda (bütün debi değerlerinde) moment A4-II kombinasyonuna göre yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni ise çarkı kaplayan kapatıcının sistemdeki sürtünmeyi arttırmasıdır.



Şekil 5.19 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



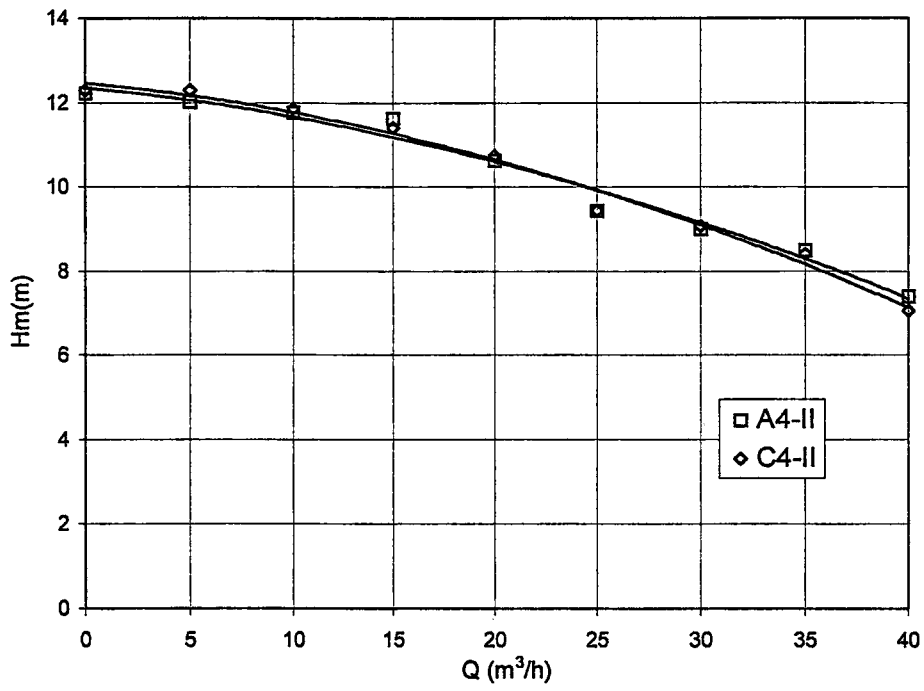
Şekil 5.20 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



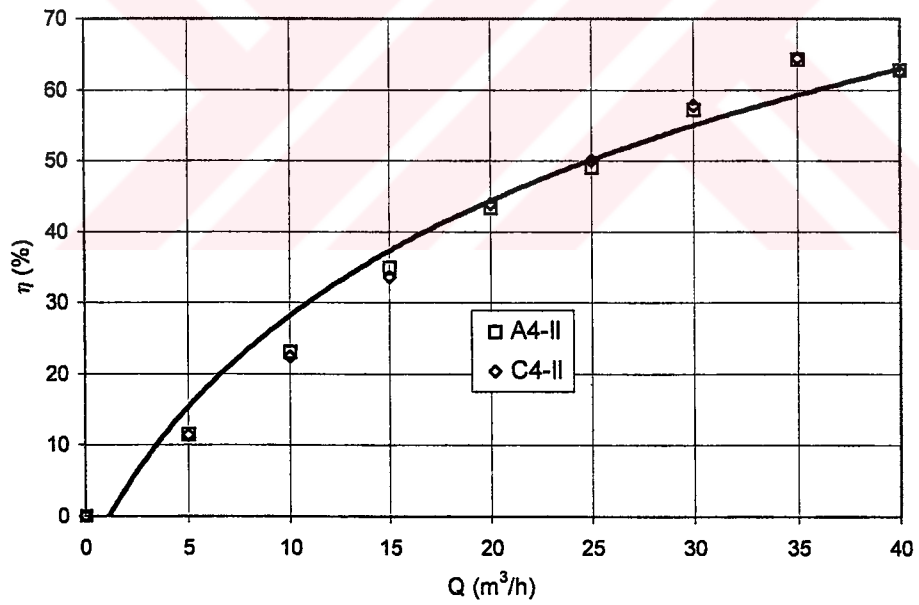
Şekil 5.21 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi

1500 d/d için elde edilen sonuçlar, 1000 d/d da elde edilen sonuçlardan farklılık göstermektedir. A4-II ve C4-II kombinasyonunun 1500 d/d'da elde edilen deney sonuçları Hm-Q, η -Q, Mmil-Q olarak sırasıyla Şekil 5.22, 5.23 ve 5.24'de verilmiştir. Şekil 5.22'den kapalı çarkla elde edilen Hm manometrik basma yüksekliği, açık çarkla elde edilen Hm manometrik yükseklik değerlerine yakın olduğu görülmüştür. Verim-debi eğrisinde ise önemli bir farklılık görülmemiştir. Buradan, bu sistemin 1500 d/dak devir sayısında önemli bir avantaj sağlamadığı sonucunu çıkarabiliriz. Elde edilen maksimum verim açık çark için %64.3, kapalı çark için ise %64.1 olarak bulunmuştur. Şekil 5.24 de görüldüğü gibi A4-II ve C4-II kombinasyonlarında debi artışına bağlı olarak mil momenti azalmıştır. Her iki çark kombinasyonundan elde edilen mil momenti birbirine çok yakın çıkmıştır.

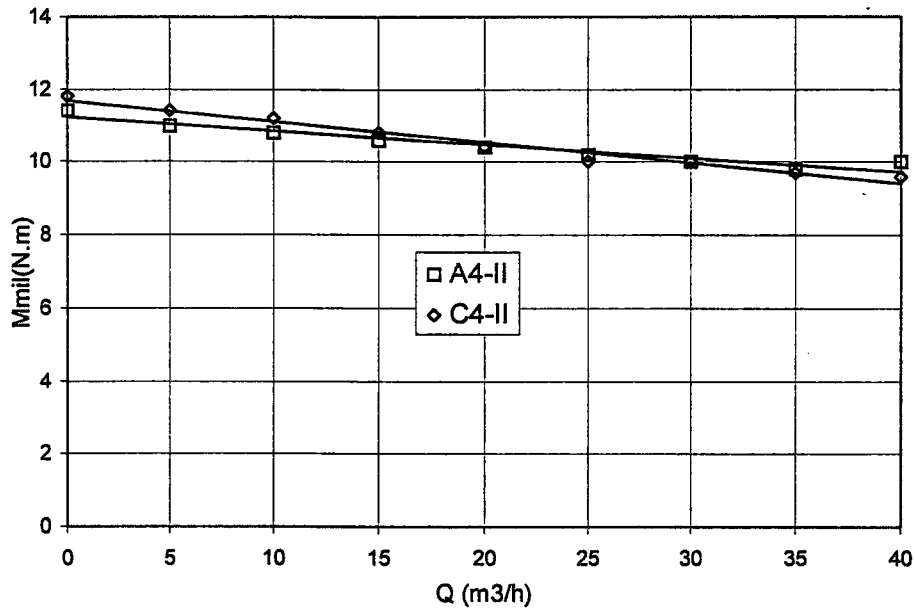
Sonuç olarak C4-II konfigürasyonundan A4-II konfigürasyona göre 1500 d/d devir sayısında önemli bir avantaj elde edilememiştir.



Şekil 5.22 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



Şekil 5.23 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi

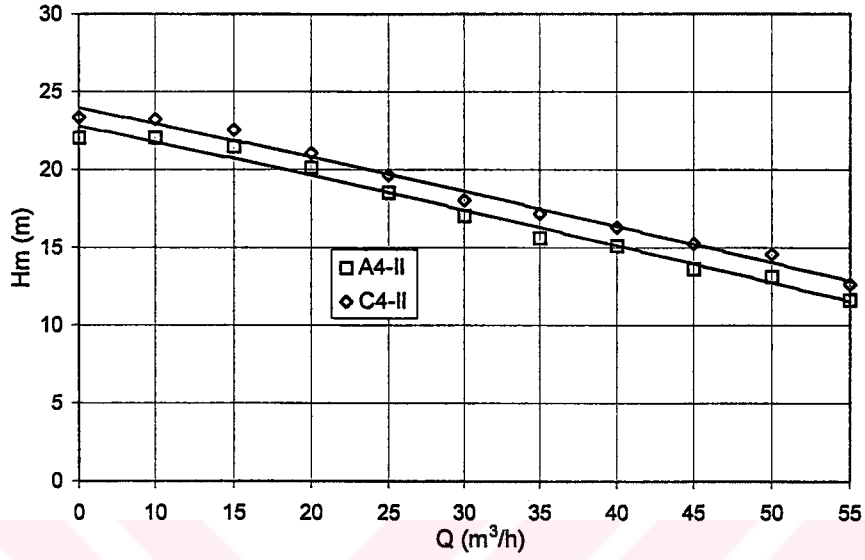


Şekil 5.24 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi

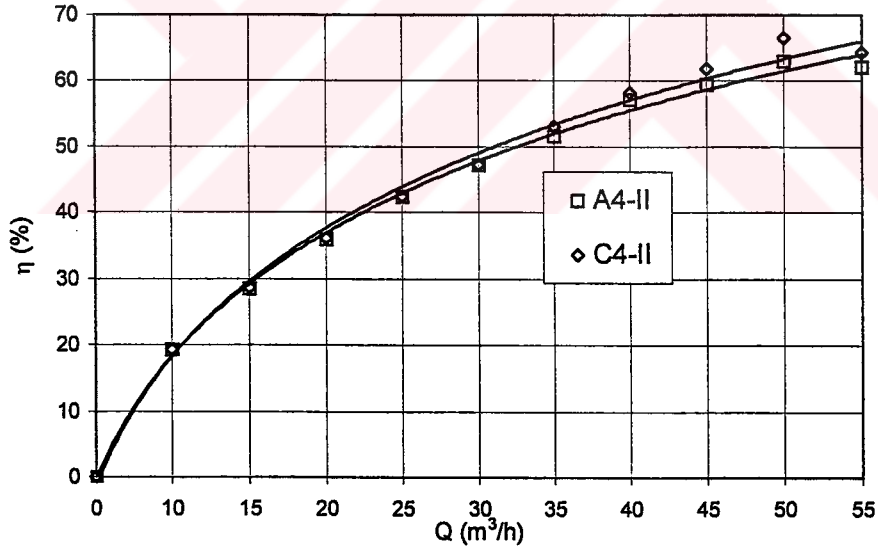
A4-II ve C4-II kombinasyonundan 2000 d/d devir sayısında elde edilen deney sonuçları Hm-Q, η -Q, Mmil-Q olarak sırasıyla Şekil 5.25, 5.26 ve 5.27'de verilmiştir. Şekil 5.25'de C4 çarkı aynı Q değerinde, A4 çarkdan daha yüksek Hm manometrik yükseklik değeri verdiği görülmüştür. Bu fark düşük debilerde daha fazla çıkmıştır. Verim-debi eğrisinde de benzer bir durum söz konusudur. O halde 2000 d/dak devir sayısında C4-II kombinasyonunun uygun bir varyasyon olduğu ve kapalı çarkın pompa verimini artırdığı görülmüştür. Bu konfigürasyonda elde edilen maksimum verim (50 m³/h debide) kapalı çarkta %66.4, açık kanatlı çarkta ise %63.0 olarak bulunmuştur. Kapalı çarktan elde edilen %66.4'lük verim değeri yapılan tüm deneylerde ulaşılan en yüksek değerdir. Şekil 5.27'den C4-II ve A4-II kombinasyonlarında debi artışına bağlı olarak mil momenti azalmıştır. C4-II konfigürasyonunun mil momenti A4-II konfigürasyonu mil momentinden daha yüksek çıkmıştır.

Kapalı sisteminin 1000 d/d'daki deneyinde elde edilen pompa verimi, açık sisteme göre daha düşük çıkmıştır. Bu iki çarkın 1500 d/d'daki deneyinde ise verim açısından önemli bir fark elde edilememiştir. 2000 d/d devir sayısında ise C4-II konfigürasyonundan A4-II konfigürasyona göre %3.4 daha fazla verim elde edilmiştir. Kanat kapatıcı sistemde sürtünme kaybına neden olmasına rağmen yüksek

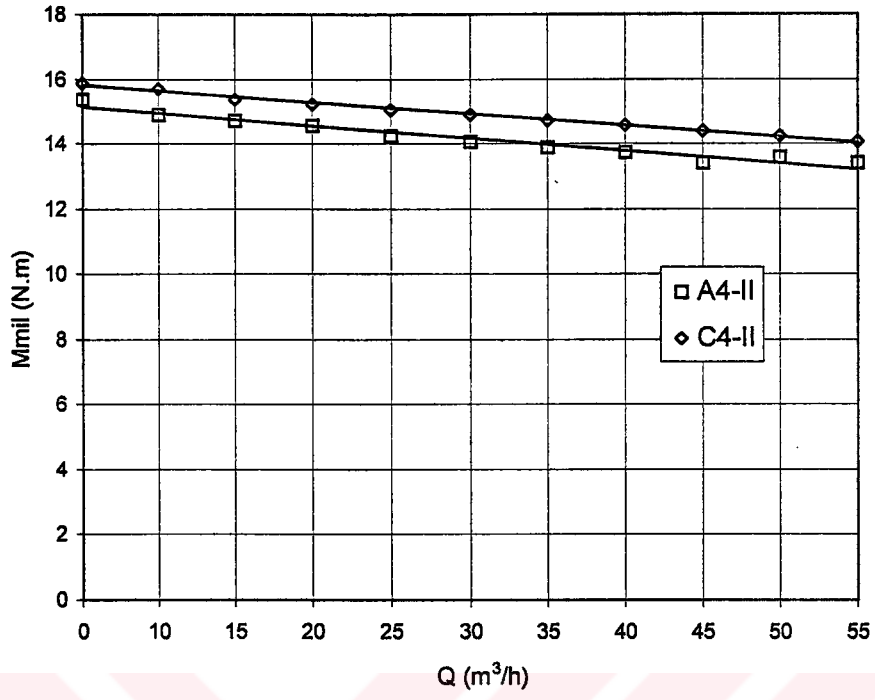
hızlarda aralık kaybı azaltıldığından sistemin genel veriminde önemli bir artış sağlanmıştır. Dolayısıyla buradan rahatlıkla kapalı kanat sistemin 2000 d/d için uygun olduğunu söyleyenebilir.



Şekil 5.25 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



Şekil 5.26 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



Şekil 5.27 A4-II ve C4-II çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi

5.3. Kanat Sayısının Pompa Verimine Etkisi

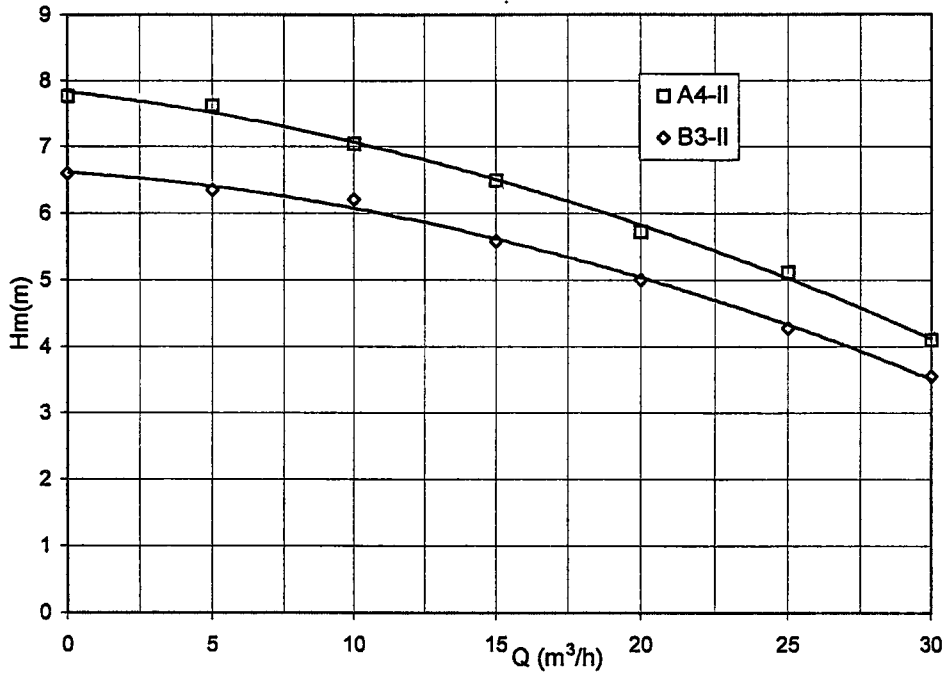
Deneyde kullanılan üç ve dört kanatlı çark kanat sisteminin kombinasyonu Tablo 5.3'de verilmiştir.

Tablo 5.3 Deneyde kullanılan üç ve dört palalı kanat sisteminin kombinasyonu

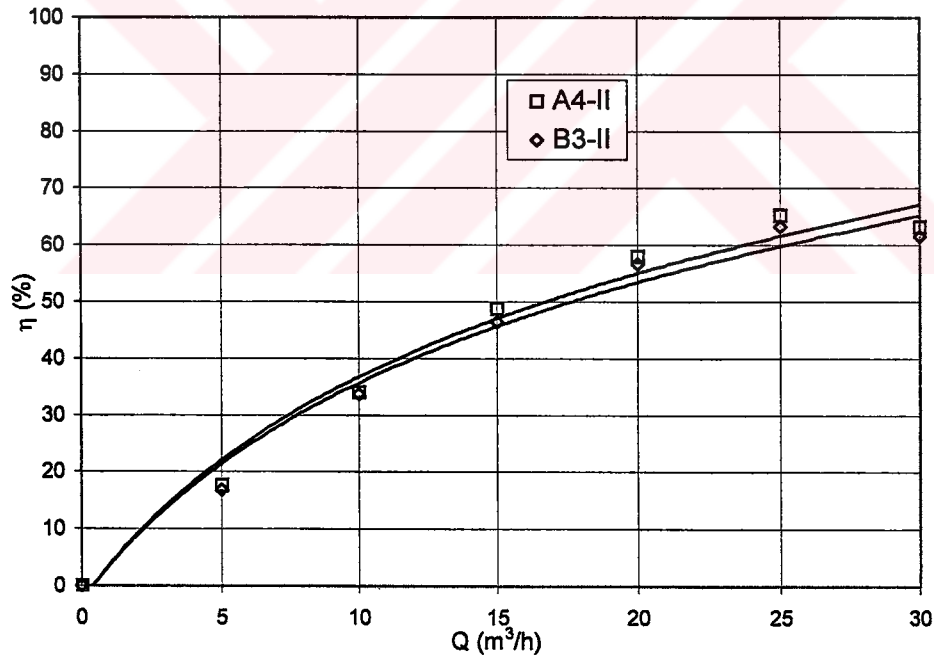
n=1000 d/d, 1500 d/d, 2000 d/d	Kombinasyon
4 Palalı açık kanatlı çark(A4), Dönüştürücü kanatlı (II)	A4-II
3 Palalı açık kanatlı çark(B3), Dönüştürücü kanatlı (II)	B3-II

A4-II ve B3-II kombinasyonunun deney sonuçları H_m -Q, η -Q, M_{mil} -Q olarak sırasıyla Şekil 5.28, 5.29, 5.30 (1000 d/d) , 5.31, 5.32, 5.33 (1500 d/d), 5.34, 5.35 ve 5.36 (2000 d/d) da birlikte verilmiştir. Dört kanatlı çark (Şekil 5.28, 5.31 ve 5.34) aynı Q değerinde, üç kanatlı çarktan (B3-II) daha yüksek H_m manometrik yükseklik değeri verdiği görülmüştür. Bu fark düşük debilerde daha fazla çıkmıştır. Verim-debi eğrisinde de benzer bir durum söz konusudur. O halde A4-II kombinasyonunun yüksek verim açısından uygun bir varyasyon olduğu yani 4 kanadın 3 kanada göre daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Bu konfigürasyonlardan elde edilen maksimum verim 1000 d/d devir sayısında dört kanatlı çark için %65.3, üç kanatlı çark için ise %63.3, 1500 d/d devir sayısında dört kanatlı çark için %64.3, üç kanatlı çark için ise %62.1 son olarak 2000 d/d devir sayısında ise dört kanatlı çark için %63, üç kanatlı çark için %59 olarak bulunmuştur. Şekil 5.30, 5.33 ve 5.36'dan A4-II ve B3-II kombinasyonlarında debi artışına bağlı olarak mil momenti azalmıştır. Ayrıca A4-II çarkının mil momenti B3-II çarkının mil momentinden yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni A4-II çarkındaki kanat sayısının B3-II çarkındaki kanat sayısından fazla olması dolayısıyla sürtünmenin artmasıdır.

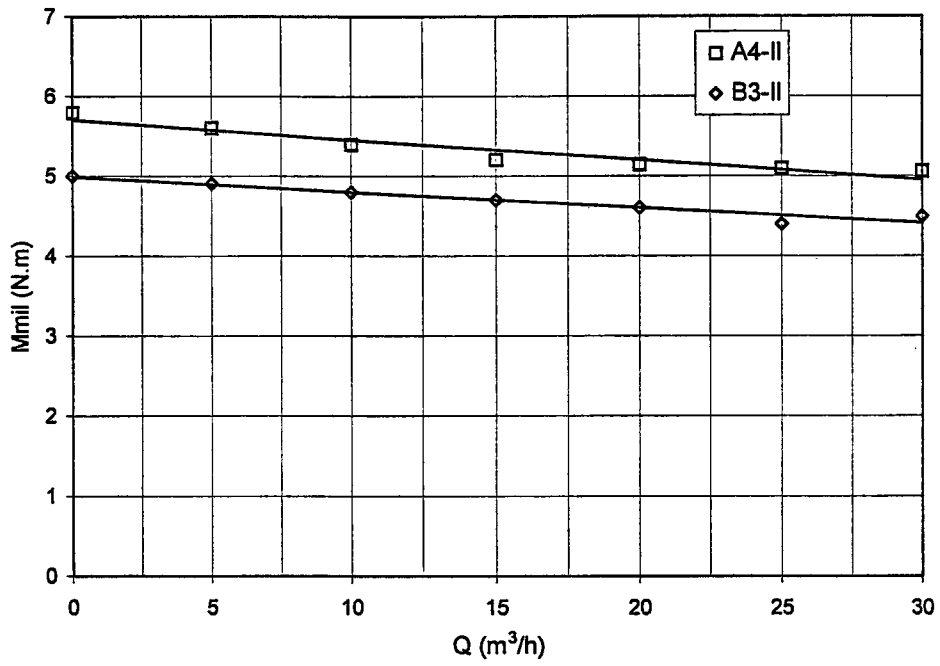
Sonuç olarak A4-II çarkından B3-II çarkına göre daha yüksek verim elde edildiği ortaya konmuştur. Bu fark 1000 d/d devir sayısında %2, 1500 d/d devir sayısında %2.2 ve 2000 d/d devir sayısında % 4 olarak bulunmuştur.



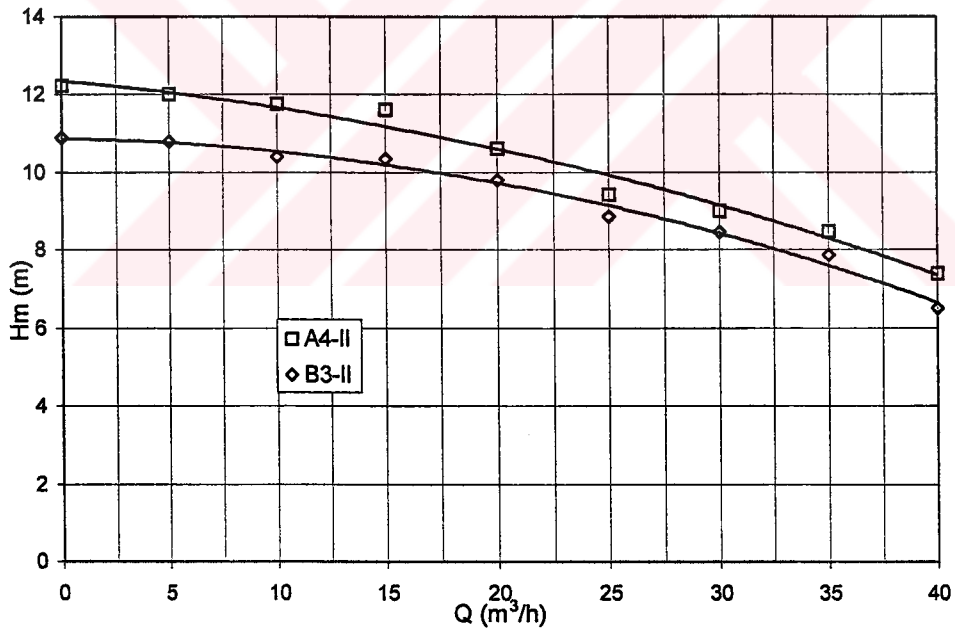
Şekil 5.28 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



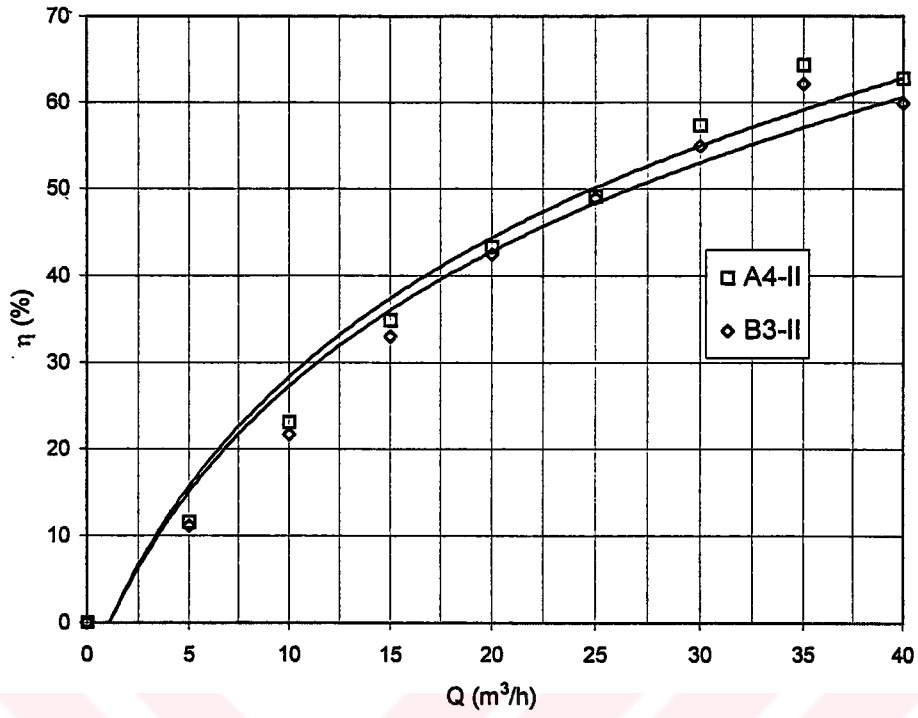
Şekil 5.29 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



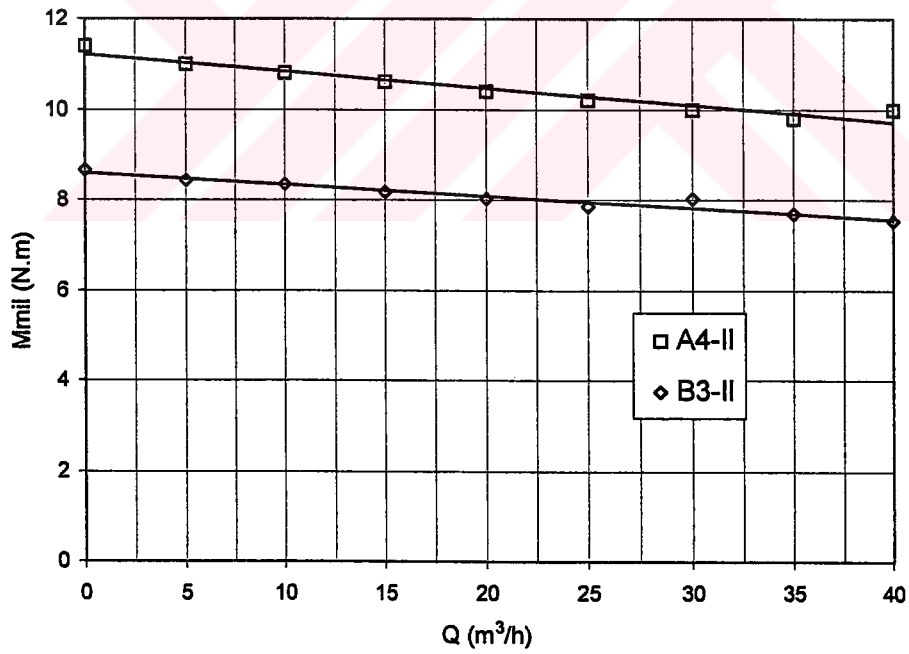
Şekil 5.30 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi



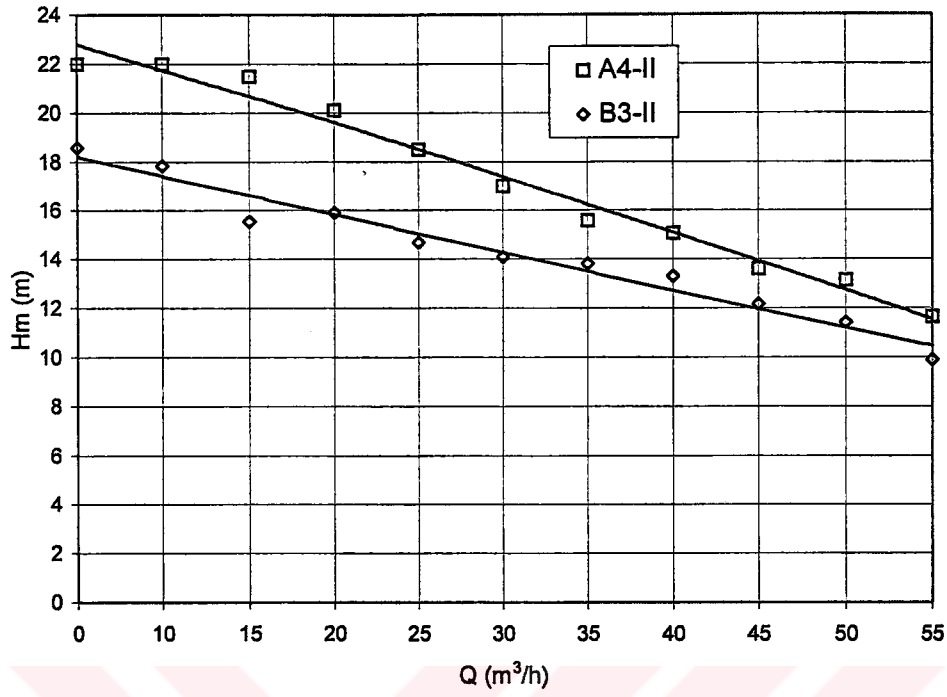
Şekil 5.31 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



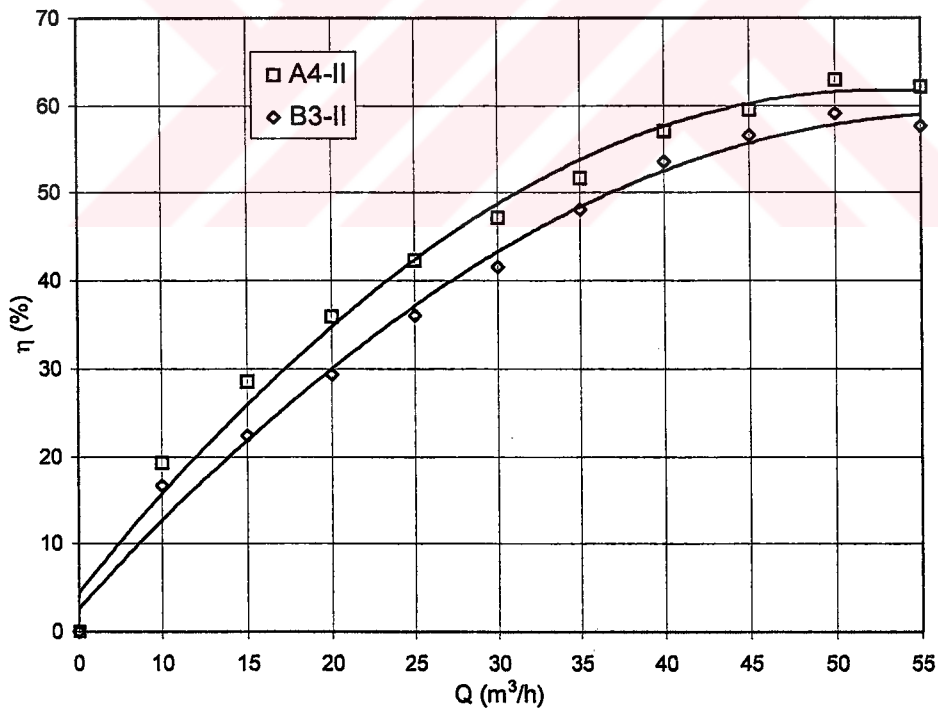
Şekil 5.32 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



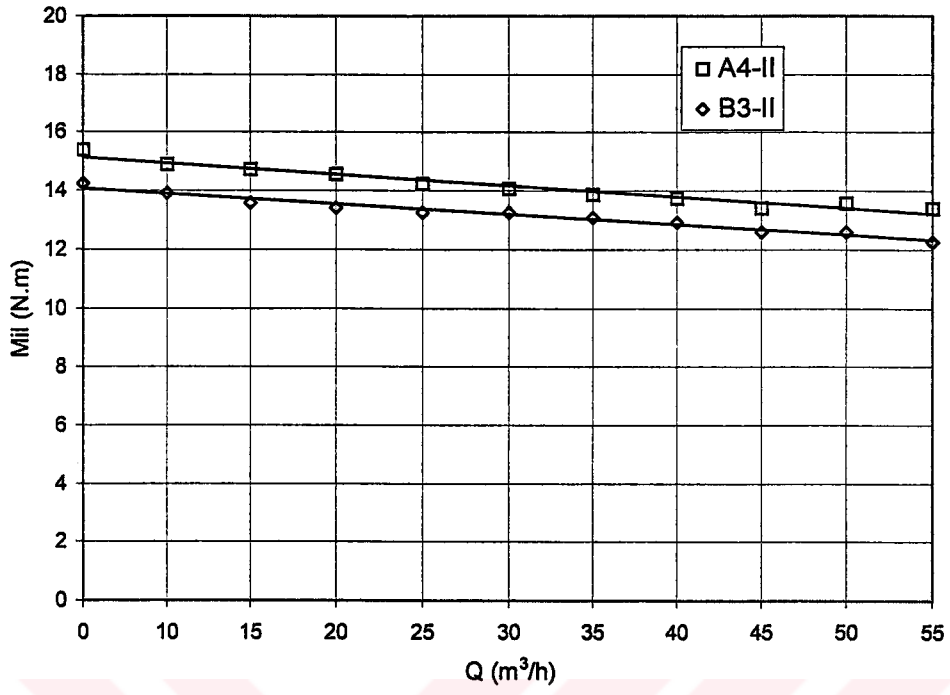
Şekil 5.33 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi



Şekil 5.34 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



Şekil 5.35 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



Şekil 5.36 A4-II ve B3-II çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi

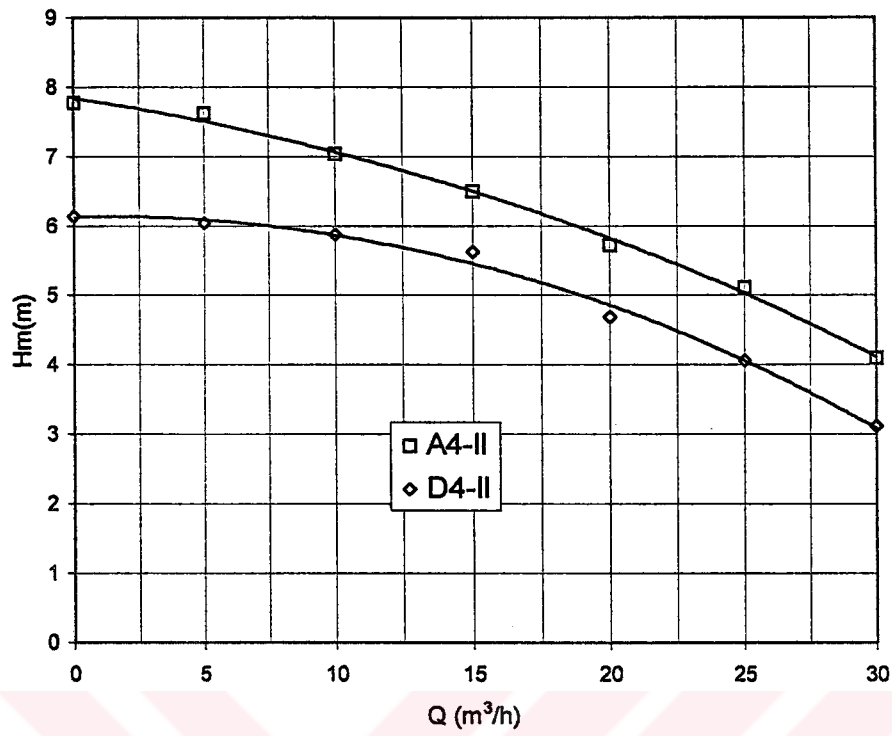
5.4 Kanatlar Üzerinde Kanal Bulunan Pompa Çarkının Verime Etkisi

Deneyde kullanılan çark kanatları üzerine kanal açılmış çark ile normal açık çark kanat sisteminin kombinasyonları Tablo 5.4'de verilmiştir.

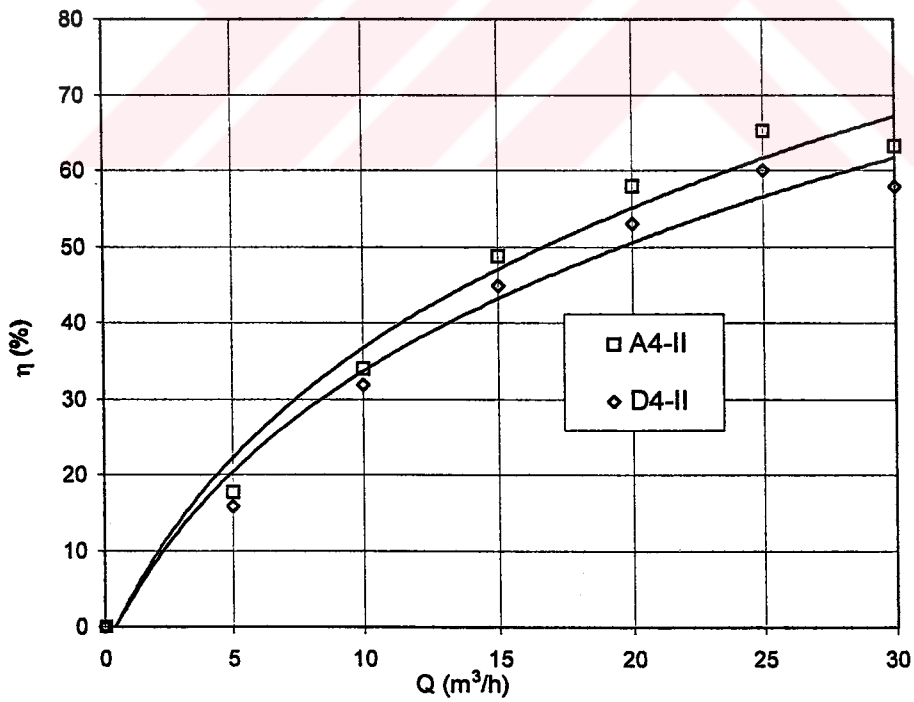
Tablo 5.4 Deneyde kullanılan kanatlar üzerine kanal açılmış çark ile normal açık tip çark kanat sisteminin kombinasyonları

n=1000 d/d'da, 1500 d/d'da2000 d/d'da	Kombinasyonlar
4 Kanatlı açık çark (A4), Dönüştürücü kanatlı (II)	A4-II
4 Kanatlı kanal açılmış çark (D4), Dönüştürücü kanatlı (II)	D4-II

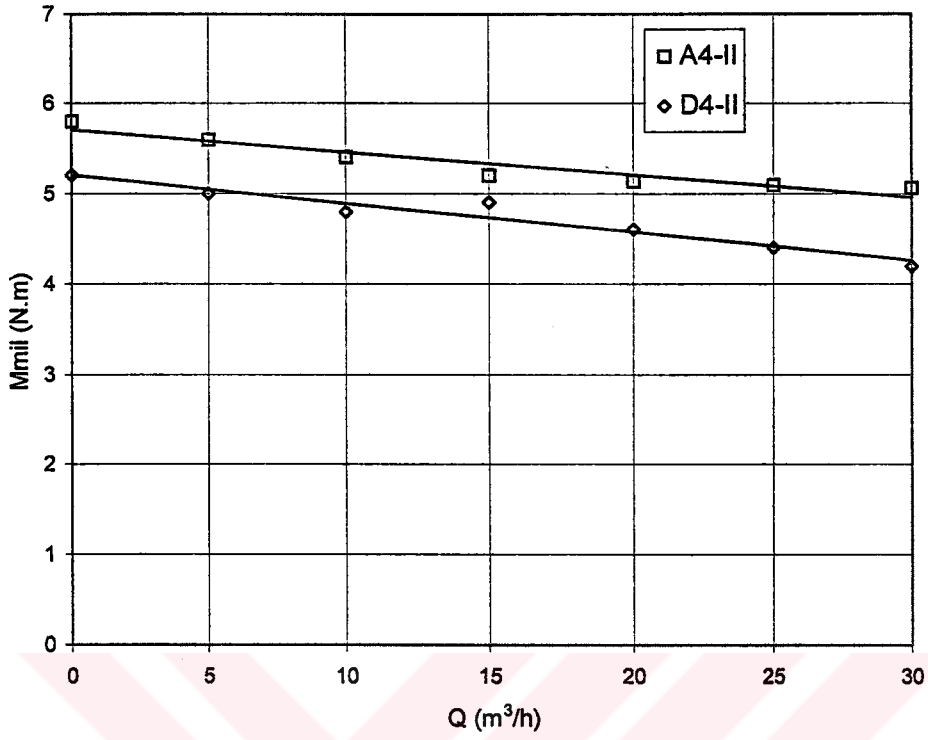
A4-II ve D4-II kombinasyonunun deney sonuçları 3 farklı devir sayısı için Hm-Q, η -Q, Mmil-Q olarak sırasıyla Şekil 5.37, 5.38, 5.39, 5.40, 5.41, 5.42, 5.43, 5.44 ve 5.45'de verilmiştir. Üç farklı devir sayısına ait Hm-Q grafiklerinde (Şekil 5.37, 5.40 ve 5.43) aynı Q değerinde kanatlar üzerine kanal açılmış çarktan, açık kanatlıdan daha düşük Hm manometrik yükseklik değerlerinin elde edildiği görülmüştür. Bunun nedeni, kanat üzerine açılmış olan kanalların sistemde basınç düşmesine neden olmasıdır. Verim-debi eğrisinde de benzer bir sonuç elde edilmiştir. O halde D4-II kombinasyonunun pompa verimini düşürdüğü görülmüştür. Bu konfigürasyonda elde edilen maksimum verim 1000 d/d devir sayısında A4 çark için %65.3, D4 çark için ise %60, 1500 d/d devir sayısında A4 için %64.3, D4 çarkı için ise %58.7 ve 2000 d/d devir sayısında ise A4 çark için %63, D4 çarkı için %57.3 olarak bulunmuştur. Yani ikinci sistemden 1000 d/d hızında %5.3, 1500 d/d hızında %5.6 ve 2000 d/d hızında %5.7 daha düşük verim elde edilmiştir. Moment debi eğrilerinde (Şekil 5.39, 5.42 ve 5.45) A4-II ve D4-II kombinasyonlarında debi artışına bağlı olarak mil momenti azalmıştır. D4 çarklı pompa sistemindeki pompa mil momenti, normal açık tip çarka göre düşük çıkması bir avantaj olmasına rağmen, manometrik basma yüksekliği ve verim değerlerinin düşük çıkması bu avantajı dezavantaja çevirmiştir.



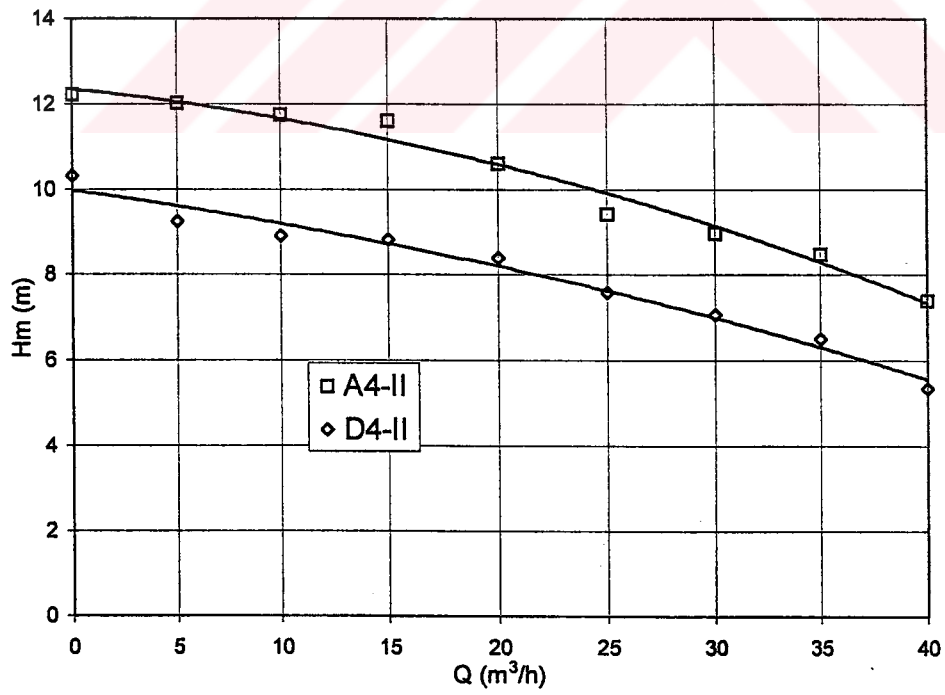
Şekil 5.37 A4 ve D4 çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



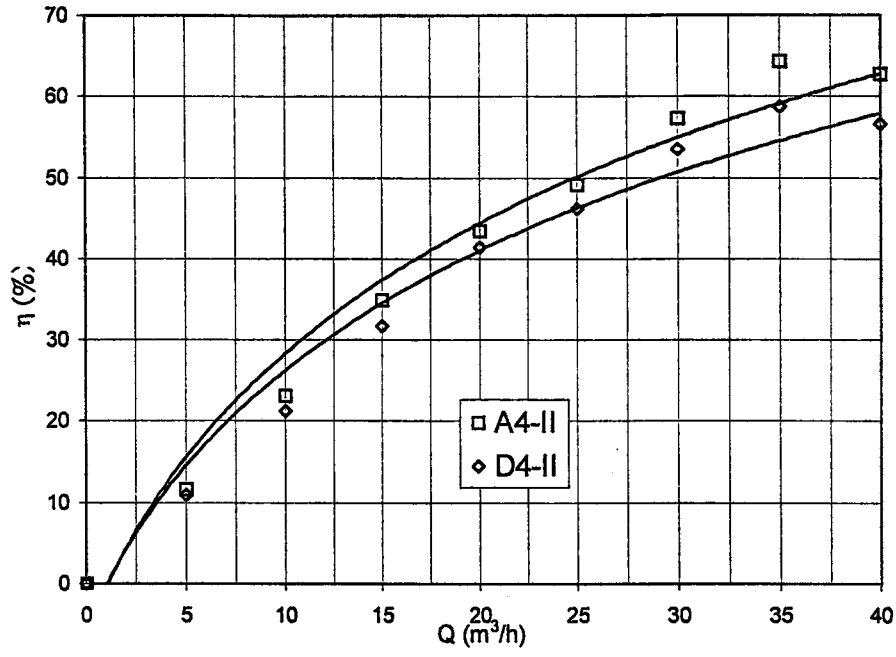
Şekil 5.38 A4 ve D4 çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



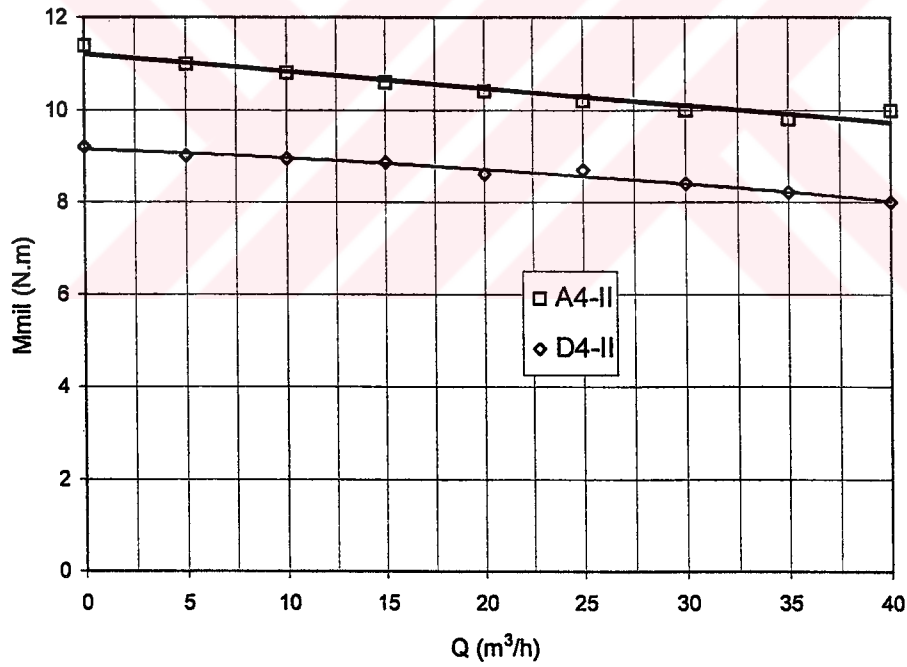
Şekil 5.39 A4 ve D4 çarkı kullanarak 1000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi



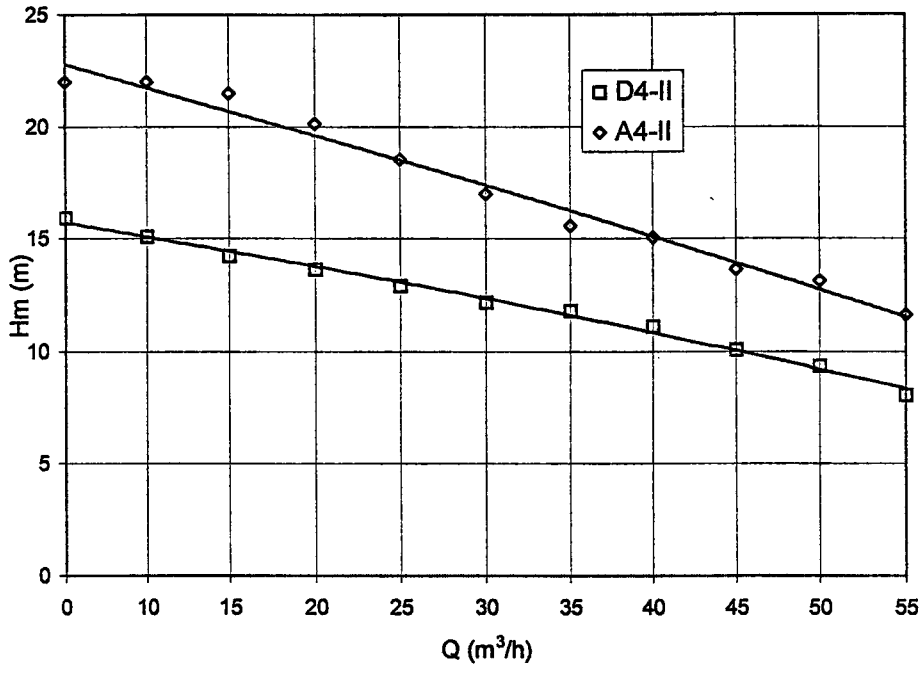
Şekil 5.40 A4 ve D4 çarkı kullanarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



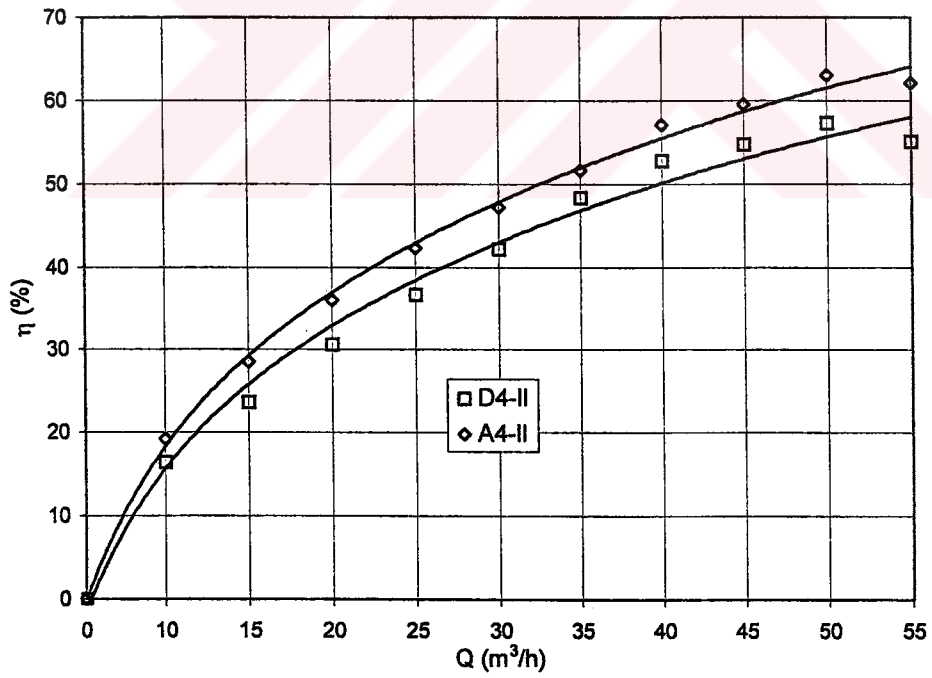
Şekil 5.41 A4 ve D4 çarkı kullanarak 1500 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



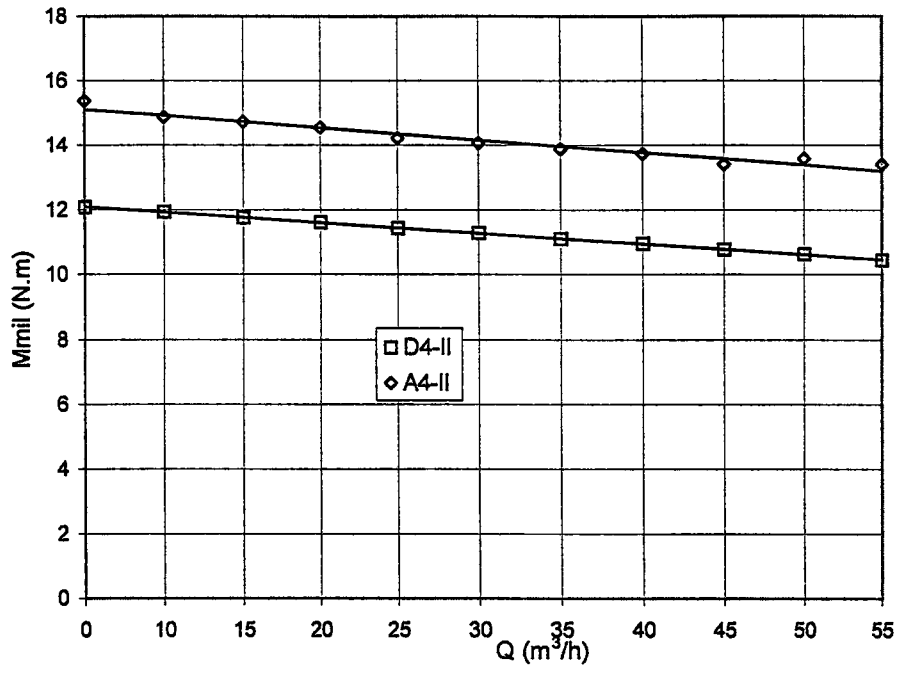
Şekil 5.42 A4 ve D4 çarkı kullanarak 1500 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi



Şekil 5.43 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Hm eğrisi



Şekil 5.44 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-η eğrisi



Şekil 5.45 A4 ve D4 çarkı kullanılarak 2000 d/d'da elde edilen Q-Mmil eğrisi

BÖLÜM 6 SONUÇLAR

A) Dört ve üç kanatlı dönüştürücü kanatlı ve dönüştürücü kanatsız pompalarda yapılan deneyler sonucunda:

1-Hem dört hem de üç palalı dönüştürücü kanatsız sistemden (A4-I, B3-I) 1000, 1500, 2000 d/d'da elde edilen Hm değerleri, dönüştürücü sistemli (A4-II, B3-II) Hm değerlerinden düşük çıkmıştır. Bunun nedeni, sabit dönüştürücü kanatın teğetsel hız enerjisinin potansiyel enerjiye çevirmesidir.

2- Dönüştürücü kanat sisteminin kullanılmasıyla; pompa motorunun 2000 d/d'daki devrinde pompa genel veriminde A4-II çarkında %3, B3-II çarkında ise %2'ye varan bir iyileşme sağlanmıştır.

3- Dönüştürücü kanat sisteminin kullanılmasıyla pompa içinde sürtünme kaybı artışı nedeniyle mil momenti de artmıştır. Teğetsel hız enerjisinden gelen kazancın bir kısmı bu kayıp için harcanırken, kalanı ise verimdeki artışı sağlamıştır. Bu sonuç her üç devir sayısı içinde (1000 d/d, 1500 d/d, 2000 d/d) geçerlidir.

4- Dönüştürücü kanat sisteminin kullanılmasıyla en yüksek verim 2000 d/d devrinde ve 50 m³/h debide dört kanatlı çarkta (A4-II) %63, üç kanatlı çarkta ise (B3-II) %59 olarak elde edilmiştir.

5-Eksenel akışlı pompalarda debinin kısılması mil moment artışına neden olduğu bilinmektedir. Ancak sabit dönüştürücü kanatlı sistemle yapılan deneylerde bu kavram doğrulanırken, sabit dönüştürücü kanatlı sistemli yapılan deneyde bunun tersi bir sonuç elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar üç farklı devir sayılarında da (1000 d/d, 1500 d/d, 2000 d/d) geçerlidir.

Sanayide aksenal pompa kullanılmasını kısıtlayan en önemli etkenlerden biri aksenal pompalarda kısımaya bağlı olarak pompa mil gücünün artmasıdır. Herhangi bir nedenle basma hattında meydana gelen tıkanma pompa motorunda aşırı yük çekimine, dolayısıyla pompa motorunun yanmasına neden olabilmektedir. Yukarıda sabit dönüştürücü sistemde elde edilen sonuç bu açıdan önemlidir.

6- Sabit dönüştürücü kanat sisteminin kullanılmasıyla; 1500 d/d devir sayısı ve 35 m³/h debide en yüksek verim A4 çarkında %64.3, B3 çarkında ise %63.3 olarak elde edilmiştir.

7-1500 d/d devrinde sabit dönüştürücü kanat kullanılmasıyla; pompa genel veriminde A4-II çarkında yaklaşık %2, B3-II çarkında ise yaklaşık %1'e varan bir iyileşme sağlanmıştır.

8- Dönüştürücü sisteminin kullanılmasıyla en yüksek verim 1000 d/d ve 25 m³/h debide A4 çarkında %65.3, B3 çarkında ise %63.3 olarak elde edilmiştir.

9- Dönüştürücü sisteminin kullanılmasıyla; pompa motorunun 1000 d/d daki devrinde pompa genel veriminde A4 çarkında yaklaşık %2, B3 çarkında ise yaklaşık %3'e varan bir iyileşme sağlanmıştır.

10- Gerek dönüştürücü kanatlı ve gerekse dönüştürücü kanatsız sistemlerde 3 farklı devir sayılarında yapılan deneylerde en yüksek verim 1000 d/d da elde edilmiştir. Bunun nedeni aksenal pompalarda kaçak kayıplarla çark sürtünme kayıpları küçüktür. Burada önemli rolü, aksenal çarklarda özgül hızla artan kanat kayıpları oynar. Bu nedenle aksenal makinalarda özgül hızın artması ile genel verim küçülür (Edis/Tekin, 1978)

B) Dört kanatlı açık ve kapalı çarklarla yapılan deneyler sonucunda:

1- Açık kanatlı sistemden (A4-II) 1000, 1500, 2000 d/d da elde edilen Hm değeri, kapalı kanatlı sistemden elde edilen (C4-II) Hm değerinden daha düşük çıkmıştır.

Bunun nedeni, kapalı kanatın kullanıldığı sistemde, kanadı çevreleyen kapaticının aralık kayıplarını azaltarak basınç düşmesini azaltmasıdır.

2- Kapalı kanatlı sisteminin (C4-II) 1000 d/d'daki devrinde elde edilen verim, açık kanatlı sistemden (A4-II) elde edilen verimden yaklaşık %2 daha düşük çıkmıştır. Bu nedenle 1000 d/d devir sayısında kapalı kanatlı sistem avantajlı değildir.

3- Gerek kapalı kanatlı sistemin (C4-II) ve gerekse açık kanatlı sistemin (A4-II) 3 farklı devir sayısındaki deneylerinde mil momenti debi artışına bağlı olarak azalmıştır.

4- Kapalı kanat sisteminin (A4-II) kullanılmasıyla en yüksek verim 1000 d/d devir sayısı ve 25 m³/h debide %59 olarak elde edilmiştir.

5- Kapalı kanat sisteminin (C4-II) 1500 d/d devrinde sayısında elde edilen verim, açık kanatlı sistemden (A4-II) elde edilen verimle aynı çıkmıştır.

6- Kapalı kanat sisteminin (C4-II) kullanılmasıyla 1500 d/d'da en yüksek verim, 35 m³/h debide %64.4 olarak elde edilmiştir.

7- Kapalı kanatlı sisteminin 1500 d/d'daki devrinde elde edilen verim değeri, aynı sistemin 1000 d/d daki verim değerinden daha yüksek çıkmıştır.

8- Kapalı kanatlı sistemlerin 3 farklı devir sayısındaki deneylerinde pompanın mil momenti, açık kanatlı sistemin mil momentinden daha yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni kapalı sistemdeki kanat kapaticının, sistemin sürtünme kayıplarını arttırmasıdır.

9- Kapalı kanat sisteminin (C4-II) kullanılmasıyla 2000 d/d'da en yüksek verim, 50 m³/h debide %66.4 olarak elde edilmiştir.

10- Kapalı kanat sisteminin (C4-II) 2000 d/d'daki devrinde elde edilen verim, açık kanatlı sistemden (A4-II) elde edilen verimden %3.4 daha yüksek çıkmıştır. Bu sonuç aynı zamanda bu deneylerde elde edilen en yüksek verim değeridir.

C) Üç ve dört kanatlı açık kanallı sistemde yapılan deneyler sonucunda:

1- Dört kanatlı açık çarklı sistemden (A4-II) 1000, 1500, 2000 d/d'da elde edilen Hm değeri, üç kanatlı açık çarklı sistemden elde edilen (B3-II) Hm değerinden yüksek çıkmıştır.

2- Dört kanatlı çarkın kullanılmasıyla 1000 d/d'da devrinde (A4-II) en yüksek verim, 25 m³/h debide %65.3 olarak elde edilmiş olup, aynı devirde üç kanatlı çark için (B3-II) en yüksek verim ise 25 m³/h'de %63.3 olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla dört kanatlı açık çarkın verimi, üç kanatlı çarka göre %2'daha fazla çıkmıştır.

3- Dört kanatlı açık çarklı sistemin 1000 d/d, 1500 d/d, 2000 d/d devir sayılarındaki deneylerinde pompanın mil momenti, üç kanatlı açık kanatlı sistemin mil momentinden daha yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni dört kanatlı sistemin kanat sayısının fazla olması nedeniyle, sistemdeki sürtünmesini artmasıdır.

4- Üç ve dört kanatlı açık çarklı sistemlerden 1500 d/d'da devrinde en yüksek verim, 35 m³/h debide sırasıyla %64.3 ve %62.1 olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla dört kanatlı açık çark sistemin maksimum verimi, üç kanatlı açık çark sisteminin veriminden %2.2 daha yüksek çıkmıştır.

5- Dört ve üç kanatlı açık çarklı sistemlerden 2000 d/d'da devrinde elde edilen en yüksek verim, (50 m³/h debide) sırasıyla %63 ve %59 olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla 2000 d/d'daki devirde dört kanatlı açık çarklı sistemin maksimum verimi, üç kanatlı açık çark sisteminin veriminden %4 daha yüksek çıkmıştır.

D) Üzerine kanal açılmış çark ve açık kanatlı çark sisteminde yapılan deneyler sonucunda:

1- Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin (D4-II) 1000, 1500, 2000 d/d devir sayısında elde edilen H_m değeri, açık kanatlı sistemden elde edilen (A4-II) H_m değerinden düşük çıkmıştır. Bunun nedeni, üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminde, kanallarının sistemde basınç düşmesine neden olmasıdır.

2- Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin 1000 d/d'da devrinde (D4-II) en yüksek verim, 25 m³/h debide %60 olarak elde edilmiştir.

3- Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin kullanılmasıyla; 1000 d/d devir sayısında pompa genel veriminde açık çarka göre %5.3'lik bir düşme gözlenmiştir.

4- Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin 1000 d/d, 1500 d/d, 2000 d/d devir sayılarındaki deneylerinde pompanın mil momenti, açık kanatlı sistemin mil momentinden daha düşük çıkmıştır. Bunun nedeni üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminde; kanallar nedeniyle, sistemdeki sürtünme kaybının düşmesidir.

5- Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin (D4-II) kullanılmasıyla 1500 d/d'da devrinde en yüksek verim %58.7 olarak elde edilmiştir.

6- Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin kullanılmasıyla; 1500 d/d devir sayısında pompa genel veriminde açık çarka göre %5.6'lik bir düşme gözlenmiştir.

7- Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin kullanılmasıyla 2000 d/d'da devrinde en yüksek verim %57.3 olarak elde edilmiştir.

8- Üzerine kanal açılmış çark kanat sisteminin kullanılmasıyla; 2000 d/d devir sayısında pompa genel veriminde açık çarka göre %5.7'lik bir düşme gözlenmiştir.

BÖLÜM 7 TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Sabit dönüştürücü kanat sisteminin aksenal pompa performansına etkisinin deneysel etüdünde, sabit dönüştürücü kanat sisteminin kullanılmasıyla pompa genel veriminde önemli bir artış sağlandığı tesbit edilmiştir. Bunun nedeninin pompa çıkışındaki kinetik enerjinin potansiyel enerjiye çevrilmesi olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada pompa çıkışındaki bu kinetik enerjinin potansiyel enerjiye çevrilmesi pompa çıkışına dönüştürücü kanat sistemi koyarak sağlanmıştır. Aynı çalışmanın pompanın girişine sabit saptırıcı kanat sistemi koyarak tekrarlanmasında fayda olabileceği kanaatine varılmıştır. Sabit dönüştürücü kanat sisteminin 1000 d/d, 1500 d/d, 2000 d/d devir sayılarındaki deneylerinde en yüksek verim 1000 d/d devir sayısında elde edilmiştir. Üç ve dört kanatlı çarklarla yapılan deneylerde, dört kanatlı çarktan daha yüksek verim elde edilmiştir. Dolayısıyla bu çalışmalarda kullanılan devir sayısı ve kanat sayısı dışına çıkılarak başka çalışmalarda yapılmasında fayda vardır.

Sanayide aksenal pompa kullanılmasını kısıtlayan en önemli etkenlerden biri aksenal pompalarda kısmaya bağlı olarak pompa mil gücünün artmasıdır. Bu kavram dönüştürücü kanatlı sistemle yapılan deneylerde doğrulanmıştır. Ancak dönüştürücü kanatsız sistemle yapılan deneyde bunun tersi bir sonuç elde edilmiştir. Yani dönüştürücü kanatsız sistemde kısmaya bağlı olarak mil momenti azalmıştır. Bu sonuç bu deneyde elde edilen en önemli sonuçlardan biridir.

Açık ve kapalı kanat sisteminin aksenal pompa performansına etkisinin etüdünde, kapalı kanatlı sistemden elde edilen manometrik basma yüksekliği, açık sistemden daha yüksek çıkmıştır. Her iki sistemin verim debi eğrileri incelendiğinde ise, kapalı kanatlı sistemin 1000 d/d' devir sayısındaki deneyinde maksimum verim değeri açık sistemin aynı devirdeki maksimum verim değerinden düşük çıkmıştır. Aynı sistemlerin 1500 d/d'daki devrinde maksimum verim değerleri yaklaşık birbirine eşit,

2000 d/d' daki devir sayısında ise kapalı sistemin maksimum verimi yüksek çıkmıştır. Bu değer aynı zamanda deneylerde elde edilen en yüksek verim değeridir. Eksenel pompalarda kapalı çark kanat sistemini ve bu sistemin devir sayısı ile değişimini inceleyen yeni çalışmaların yapılmasında fayda vardır.

Dört ve üç kanatlı açık çark sistemin deneysel etüdünde, dört kanatlı sistemden aynı şartlarda üç kanatlı sisteme göre daha yüksek verim ve manometrik basma yükseklikleri elde edilmiştir. Kanat sayısının üçten dörde çıkarılmasıyla pompa mil momentinde önemli bir artış görülmüştür. Bu artışa rağmen pompa manometrik basma yüksekliği ve verim değerlerinde olumlu artışlar elde edilmiştir. Ayrıca daha fazla kanat sayısına sahip çarkların pompa verimine etkisinde incelenebilir.

Kaynak taramasında bugüne kadar bu ve buna benzer bir çalışmaya rastlanılmayan; kanatlar üzerine kanal açılmış çark sistemin deneyi yapılarak, elde edilen sonuçlar açık kanatlı çark sistemiyle karşılaştırılmıştır. Kanallı sistemden 1000 d/d, 1500 d/d, 2000 d/d'da elde edilen H_m ve verim değerleri , aynı şartlarda açık çarktan elde edilen H_m ve verim değerlerinden düşük çıktığı görülmüştür. Çarka konan kanalların verimi arttırmayıp düşürdüğü görülmüştür. Üzerine kanal açılmış çark sistemindeki verim düşümü, devir sayısının artışına bağlı olarak artmıştır. Bundan sonrada yapılacak bu tür çalışmalardan olumlu bir netice beklenmemesine rağmen kanal boyutlarında yapılacak değişikliklerin etkisi ayrıca incelenebilir.

KAYNAKLAR

[1] EICHENBERGER C. P, FISHER G.,:“Manual on Pumps as Turbines”, Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH, Eschborn (1992).

[2] ATABEK B.,:“Eksenel Türbomakinalarda Teğetsel Hız Enerjisinin Reküstasyonu için Çift Çarklı Sistemlerin Etüdü”, Doktora tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 1965.

[3] ZIERKE W. C., STRAKA W. A, TAYLOR P. D.,:“An Experimental Investigation of the Flow Through an Axial-Flow Pump”, Journal of Fluids Engineering, Vol. 117/485, September, 1995.

[4] ZIERKE W.C., STRAKA W. A.,:“Flow Visualization and the Three-Dimensional Flow in an Axial-Flow in an Axial-Flow Pump”, Journal of Propulsion and Power, Vol. 12, No. 2, March-April, 1996.

[5] HORLOCK J.H.,:“The Use of Circumferentially Varying Stagger Guide Vanes in an Axial Flow Pump or Compressor”, Journal of Turbomachinery, Vol. 112, no. 2, 1990.

[6] ALPAN K., PENG W. W.,:“Suction Reverse Flow in an Axial-Flow Pump”, Journal of Fluids Engineering, Vol. 113, 1991.

[7] TANAKA T.,:“Study of Fundamental Interrelation Between the Magnitude of Centrifugal Forces and the Hydraulic Energy Losses, Caused in an Axial Flow Pump”, Journal of Fluids Engineering, 1996.

[8] KOVATS D., DESMUR G.,:“Pumpen, Ventilatoren und Kompressoren Radialer und Axialer Bauweise”, Verlag G. Braun, 1968.

[9] LAKSHMINARAYANA B.,:“Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial-Flow Turbomachinery”, Journal of Basic Engineering, P.467-482, 1970.

[10] LAKSHMINARAYANA B.,:“End Wall and Profile Losses in a Flow-Low – Speed Axial Flow Compressor Rotor”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 108, P.131-137, 1986.

[11] CHERKASSKY V. M.,:“Pumps Fans Compressors”, Mir Publishers, 1980.

[12] ASCHENBRENNER A.,:“Untersuchungen über den Einfluß des Abstandes zwischen Lauf- und Leitrad auf das Betriebsverhalten eintufiger Axial pumpen beschaufelungen”, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der

Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Dissertation TU, Braunschweig, 1965.

[13] KOVATS D.A., DESMUR G., "Pumpen, Ventilatoren und Kompressoren radialer und axialer Bauweise", Verlag G. Braun, 1968.

[14] LAKSHMINARAYANA B., "End Wall and Profile Losses in a Low-Speed Axial Flow Compressor Rotor", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 108, s.131-137, 1986.

[15] PFLEIDERER C., "Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase", 5. Auflage, Springer-Verlag, 1961.

[16] PLEIDERER C., PETARMANN H., "Stromungsmaschinen", 4. Auflage, Springer-Verlag, 1972.

[17] WOOD G.M., WELNA H., LAMERS R.P., "Tip Clearance Effects in Centrifugal Pumps", Journal of Basic Engineering, Transaction of the ASME, s.932-938, 1965.

[18] YİĞİT K. S., "Taşıt Motorlarında Kullanılan Açık Kanatlı Pompaların Aralık Kayıplarının Teorik ve Deneysel İncelenmesi", Doktora Tezi, Kocaeli, 1994.

[19] TOKLU E., "Sirkülasyon Pompalarında Kullanılan Öne Eğimli Açık Kanatlı Çarkların Teorik ve Deneysel İncelenmesi", Y.Lisans Tezi, İstanbul, 1994.

[20] SARIOĞLU K., "Pompa Çarkları İçindeki Akışın Sayısal Çözümlemesi", Doktora Tezi, İstanbul, 1997.

[21] ACOSTA A.J., "An Experimental and Theoretical Investigation of two Dimensional Centrifugal Impellers", Trans. ASME, 76, no.3, p.749, 1954.

[22] ENGİN T., "Radyal Pompaların Katı-Sıvı Karışımı İletiminde Kullanılmasının Deneysel İncelemesi", Doktora Tezi., Sakarya Üniversitesi, 2000.

[23] AGARD AG-325, "Computational Aerodynamics Based on the Euler Equations", September, 1994.

[24] ANDERSON, J.D., "Incompressible Inviscid Flows : Source and Vortex Panel Methods", VKI Lecture Series, Introduction to CFD", 1991.

[25] COMBES, J.F., "Numerical and Experimental Analysis of the Flow in a Centrifugal Pump at Nominal and Partial Flow Rate", ASME 92-GT-228, 1992.

[26] DAWES, W.N., "Development of a 3-D Navier-Stokes Solver for Application to All Types of Turbomachines", ASME Paper, No.88, GT-70, 1988.

- [27] GOTO, A.,:“Study of Internal Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller at Various Tip Clearances Using Three-Dimensional Viscous Flow Computations”, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp.375, April, 1992.
- [28] HOLMES, D.G.,:“Inviscid 2D Solution on Unstructured, Adaptive Grids”, Numerical Methods for Flows in Turbomachines, VKI Lecture Series, 1989.
- [29] IKOHAGI, T., SHIN, B.R., DAIGUJI, H.,:“Application of an Implicit Time Marching Scheme to a Three Dimensional Incompressible Flow Problem in Curvilinear Coordinate”, Computer Fluids, Vol. 21, no. 2, pp.163-175, 1992.
- [30] JAMESON, A., BAKER, T.J.,:“Solution of the Euler Equation for Complex Configurations”, AIAA Paper, pp.293, 83-1929, 1983.
- [31] KOVATS, A.,:“Design and Performance of Centrifugal and Axial Flow Pumps and Compressors”, Pergamon Press, 1964.
- [32] LAX, P.D., WENDROFF, B.,:“Difference Schemes for Hyperbolic Equations with High Order Accuracy”, Comm. Pure. App. Math., 17, pp. 381-389, 1964.
- [33] MacCORMACK, R.W.,:“The Effect of Viscosity in Hypervelocity Impact Catering”, AIAA Paper 69-345, 1969.
- [34] MINER, S.M., BEAUDOIN, R.J., FLACK, R.D.,:“Laser Velocimeter Measurements in a Centrifugal Flow Pump”, ASME 88-GT-95, 1988.
- [35] MINER, S.M., FLACK, R.D., TRAVISAN, P.,:“Potential Flow Analysis of the Forces on a Laboratory Centrifugal Pump Impeller”, ASME 92-GT-285, 1992.
- [36] MINER, S.M., FLACK, R.D., ALLAIRE, P.E.,:“Two Dimensional Flow Analysis of Laboratory Centrifugal Pump”, ASME 90-GT-50, 1990.
- [37] MYLES, D.J.,:“A Design Methods for Mixed-Flow Fans and Pumps”, National Engineering Laboratory Report, No. 177, March, 1965.
- [38] PATANKAR, S.V.,:“Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere, Newyork, 1980.
- [39] STEPANOFF, A.J.,:“Centrifugal and Axial Flow Pumps, Theory, Design, and Application”, John&Sons., 1948.
- [40] STOCKMAN, N.O., KRAMER, J.L.,:“Method for Design of Pump Impellers Using a High Speed Digital Computer”, NASA Technical Note D-1562, 1963.
- [41] WEIDONG, S.,:“Design of Axial Flow Pump Hydraulic Model ZM931 on High Specific Speed”, Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, pp. 48-52., 1988.

- [42] ALPAN K., PENG WW.,:“Suction Reverse Flow in an Axial-Flow Pump”, Journal of Fluids Engineering-Transactions of The ASME, Newyork, March, 1991.
- [43] LABORDE R., CHANTREL P., MORY M.,:“Tip Clearence and tip Vortex Cavitation in Axial Flow Pump”, Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME, Newyork, September, 1997.
- [44] LIU G.,:“Optimization of Axial-Flow pump Cascade Solidity Subject to Cavitation and Separation-Free Constraints, International Journal of Turbo & Jet-Engines, London, March, 1995.
- [45] SAITO, S.,:“Generation Mechanism and Transition Process of Cavitation noise”, JSME INT. J., vol. 32, no., 2, pp. 189-198, Tokyo, 1989.
- [46] JOSEPH, P.V.,:“Centrifugal and Axial Pump Design and Off-Design Performance Prediction”, NASA Technical Memorandum 106745, October 17-21, California, 1994.
- [47] BOLPAIRE, S.,:“Experimental Study of the Flow in the Suction Pipe of a Centrifugal Pump at Partial Flow Rates in Unsteady Conditions”, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol., 121/291, August, 1999.
- [48] FARELL, K., J., BILLET M, L.,:“A Correlation of Leakage Vortex Cavitation in Axial-Flow Pumps”, Journal of Fluids Engineering, Vol., 116/551, September, 1994.
- [49] MURAKAMI, M., MINEMURA, K.,:“Effect of Entrained Air on the Performance of a Horizontal Axial-Flow Pump”, Transaction of the ASME, 382/ Vol. 105, December, 1983.
- [50] BASKHARONE, E, A., HENSEL S, J.,:“A Finite-Element Perturbation Approach to Fluid/Rotor Interaction in Turbomachinery Elements. Part 1: Theory”, Journal of Fluids Engineering, Vol., 113/353, September, 1991.
- [51] BASKHARONE, E, A., HENSEL S, J.,:“A Finite-Element Perturbation Approach to Fluid/Rotor Interaction in Turbomachinery Elements. Part 2: Application”, Journal of Fluids Engineering, Vol., 113/362, September, 1991.
- [52] KAYA, D., SARAÇ, H., OLGUN, H., TIRIS, M.,:“A Study of Axial Flow Pump Impellers-Effects of pump Design Parameters on its Performance”, The Twelfth International Symposium on Transport Phenomena, July 12-20, İstanbul, 2000.
- [53] MINER, M, M.,:“CFD Analysis of an Axial Flow Pump Impeller Using A Coars Grid”, ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, July 22-26, 1997.
- [54] TANAKA, T.,:“A Study of Aerofoil Theory, Applied to Internal Flow Conditions in Axial Flow Pumping Machines”, ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, July 22-26, 1997.

[55] KAYA, D., SARAÇ, H., GÜR, M.,:“Eksenel Akışlı Pompalarda Teğetsel Hız Enerjisinin Dönüşümünün Etüdü”, Termo Klima, İstanbul, Ekim, s. 58-64, 2000.

[56] MISES, R. V.,:“Theory of Flight”, Dover Publication Inc., 1958

[57] EDİS, K., TEKİN, Y.,:“Akım Makinaları”, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul, 1978.

[58] CSANADY, G. T.,:“Theory of Turbomachines”, Mc. Graw-Hill Book Company, 1964.

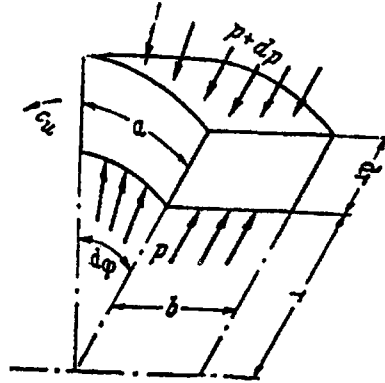


EK A. EKSENEL MAKİNALARDA AKIŞ DENKLEMLERİ

Akış denklemleri çıkarılırken; akışın sürtünmesiz ve sıkıştırılmaz olduğu varsayımından hareket edilir. Ayrıca akışkan parçacıkları eşeksenli silindirik yüzeyler üzerinde hareket ettiği ve dolayısıyla merkezci hız bileşenleri sıfır kabul edilir. Buna göre kütlesi d_m olan bir parçacığa gelen kuvvet,

$$F_u = d_m \frac{C_u^2}{r} \quad (\text{A.1})$$

olacaktır (Şekil A.1). Burada C_u mutlak hızın çevresel bileşeni olup $d_m = \rho ab dr$ 'dir. dr ve $d\varphi$ (ve dolayısıyla α) çok küçük olduğundan Şekil A.1' deki eleman bir prizmaymış gibi düşünülürse merkezkaç kuvvet için ,



Şekil A.1 Akışkan parçacığı

$$F_u = \rho ab dr \frac{C_u^2}{r} \quad (\text{A.2})$$

yazılır. Bu merkezkaç kuvvet akışkan parçacığı üzerinde etki yapan basınç kuvvetleri tarafından dengelenmelidir. Böylece,

$$(p+dp)ab-pab=dp ab =F_u \quad (A.3)$$

yazılarak (A.2) eşitliğinden,

$$dp = \rho \frac{C_u^2}{r} dr \quad (A.4)$$

elde edilir. Akışın bir noktasındaki toplam basınç p_t , statik basınç p ile hız enerjisinin basınç karşılığı olan dinamik basıncın toplamına eşittir. Dolayısıyla,

$$p_t = p + \frac{c^2}{2} \rho = p + \frac{c_m^2 + c_u^2}{2} \rho$$

yazılarak buradan,

$$p = p_t - \frac{c_m^2 + c_u^2}{2} \rho \quad (A.5)$$

bulunur. Bu sonucun r 'ye göre türevi alınarak,

$$\frac{dp}{dr} = \frac{dp_t}{dr} - \rho c_m \frac{dc_m}{dr} - \rho c_u \frac{dc_u}{dr} \quad (A.6)$$

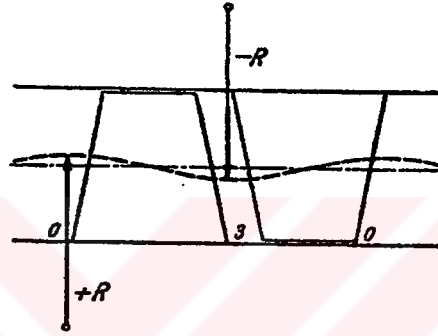
yazılırsa (A.4) ve (A.6) eşitliklerinden,

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_t}{dr} = c_m \frac{dc_m}{dr} + \frac{c_u^2}{r} + c_u \frac{dc_u}{dr} \quad (A.7)$$

elde edilir. Bu eşitlik akışkan parçacıklarının eşeksenli silindirik yüzeyler üzerinde hareket ettiği ve dolayısıyla merkezci hız bileşenlerinin sıfır olduğu durumda aksenal akım makinalardaki akışın diferansiyel denklemleridir.

Ancak akım çizgisinin meridyen düzlemindeki izdüşümünün eğrisel olması halinde Şekil (A.2) ek bir merkezkaç kuvvet söz konusu olur.

$$F_m = d_m \frac{c_m^2}{R} \quad (\text{A.8})$$



Şekil A.2 Meridyen kesitteki eğrisel akış çizgisi

Bu kuvvet dışa doğru ek bir basınç değişimine sebep olur. Basınç göbekten dışa doğru artıyorsa eğrilik yarıçapı R pozitif alınır. F_m merkez kaç kuvvetinin etkisi dikkate alınmak istenirse (A.3) eşitliğine toplam merkez kaç kuvveti konulur.

$$F = F_u + F_m = dp \cdot ab$$

Böylece (A.4) denklemi,

$$dp = \rho \left(\frac{c_u^2}{r} + \frac{c_m^2}{R} \right) dr \quad (\text{A.9})$$

şeklini alır ve (A.6) ile (A.9) bağıntılarından,

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_t}{dr} = \frac{c_m^2}{R} + c_m \frac{dc_m}{dr} + \frac{c_u^2}{r} + c_u \frac{dc_u}{dr} \quad (\text{A.10})$$

elde edilir. Bu eşitlik aksel akım makinalarındaki akışın genel diferansiyel denklemdir. $R=\infty$ alınırsa (A.10) denklemi (A.8) eşitliğine dönüşür.

$c^2=c_m^2+c_u^2$ olduğuna göre her iki yanın diferansiyeli alınırsa ,

$$c \frac{dc}{dr} = c_m \frac{dc_m}{dr} + c_u \frac{dc_u}{dr}$$

bulunur. Böylece (A.10) denklemi,

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_t}{dr} = \frac{c_m^2}{R} + \frac{c_u^2}{r} + c \frac{dc}{dr} \quad (\text{A.11})$$

şeklinde yazılabilir.

Kinetik enerjinin yarıçap boyunca değişimi ,

$$c \frac{dc}{dr} = \frac{d(c^2/2)}{dc} \frac{dc}{dr} = \frac{d(c^2/2)}{dr}$$

şeklinde yazılırsa (A.11) ve dolayısıyla (A.10) eşitliklerinin anlamı kolayca anlaşılabilir. Bu türev ile (A.9) bağıntısından ,

$$\frac{c_m^2}{R} + \frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr}$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_t}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{d(c^2/2)}{dr} \quad (\text{A.12})$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikten anlaşıldığı gibi, yarıçap boyunca enerjide görülen değişim (toplam basınç enerjisindeki değişim) statik basınç enerjisi ile kinetik enerjideki değişimin toplamına eşittir.

Herhangi bir yarıçap r ile iç yarıçap r_i (göbek yarıçapı) arasındaki enerji farkını bulmak için (A.10) eşitliği r ve r_i limitleri arasında entegre edilirse ,

$$\frac{p_t - p_{ti}}{\rho} = \int_{r_i}^r \frac{C_m^2}{R} dr + \int_{c_{mi}}^{c_m} c_m dc_m + \int_{r_i}^r \frac{C_u^2}{r} dr + \int_{c_{ui}}^{c_u} c_u dc_u$$

veya,

$$\frac{p_t - p_{ti}}{\rho} = \frac{C_m^2 - C_{mi}^2}{2} + \int_{r_i}^r \frac{C_m^2}{R} dr + \frac{C_u^2 - C_{ui}^2}{2} + \int_{r_i}^r \frac{C_u^2}{r} dr \quad (\text{A.13})$$

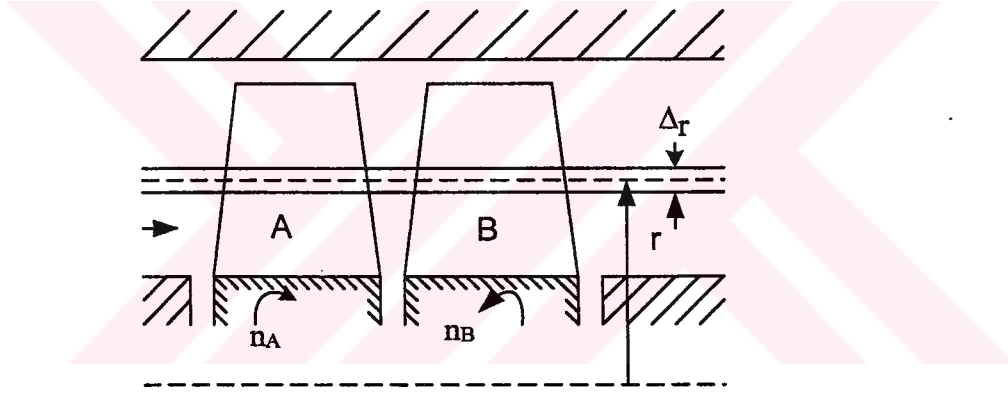
bulunur. Öte yandan (A.11) eşitliği aynı limitler arasında entegre edilirse,

$$\frac{p_t - p_{ti}}{\rho} = \frac{c^2 - c_{ti}^2}{2} + \frac{p - p_{ti}}{\rho} \quad (\text{A.14})$$

elde edilir.

EK B. ÇİFT ÇARKLI SİSTEMLERDE TEĞETSSEL HIZ ENERJİSİNİN DÖNÜŞÜMÜ

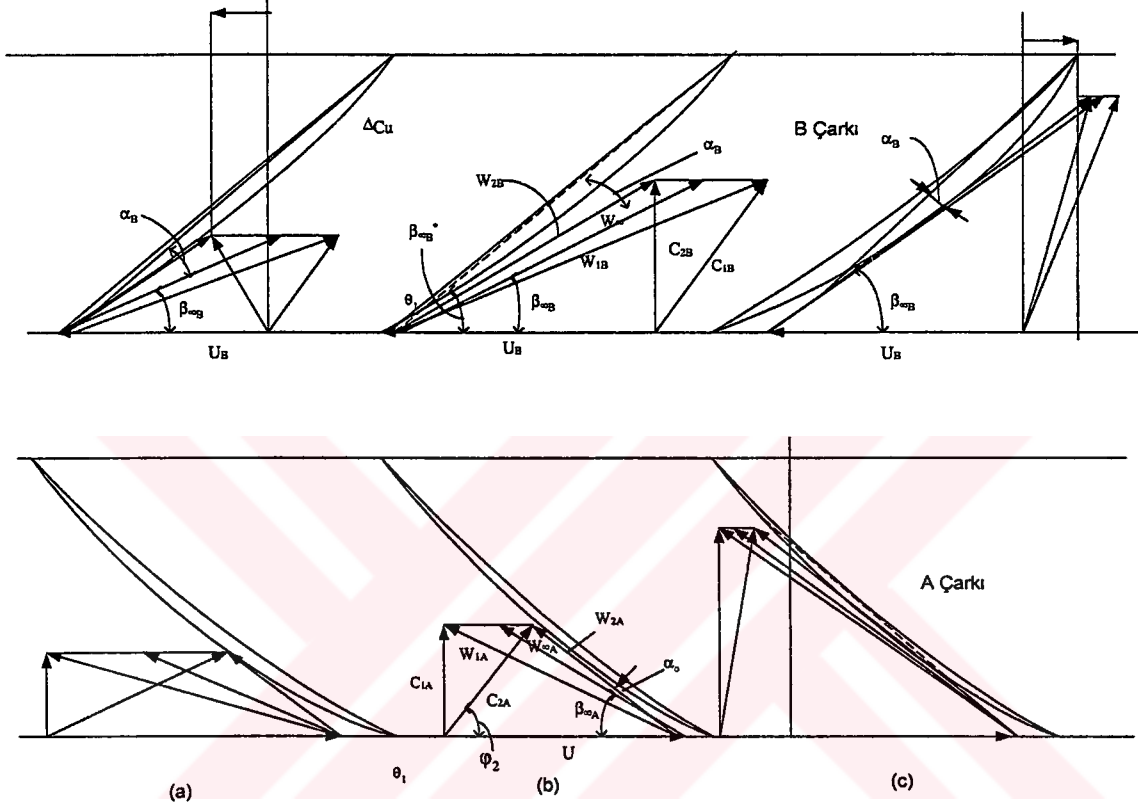
Birbirinin aksi istikametinde dönen iki çarktan ibaret bir aksenal makinayı ele alınsın. Şekil B.1’de şematik olarak gösterilen bu makinada (A) su tarafı çarkı (B) elektrik motoru tarafı çarkı olsun.



Şekil B.1 Çift çarklı kontratif aksenal makina sistemi

Bu sistemle hesap edilmiş makinelerde birinci çarkın akışkana verdiği dönmenin ikinci çark tarafından yok edilmesi istenir. İkinci çark dönmeye ait kinetik enerjinin basınca çevrilmesi yanında kendisi de tahrik milinden enerji alarak akışkana verir ve bir monometrik yükseklik temin eder. Burada birinci çark aksenal girişli bir normal makine, ikinci çark ise eğik giriş şartlarında çalışan bir normal makine durumundadır. Şekil B.2’de böyle bir kontrarotatif sisteme ait hız üçgenleri verilmiştir. Şekilde ikinci çarkın β_B^* açısı β_A^* ya eşit seçilmiş ve U_B çevresel hızı hesap edilmiştir. Bu durumda (B) çarkının çıkışında (a) ile gösterilen optimumda küçük debilerde ikinci çarkın yönünde ve (c) ile gösterilen optimumdan büyük debilerde ikinci çarkın aksi yönünde teğetsel hızlar olduğu görülmektedir. Hesap

noktasındaki durumu gösteren (b) halinde ise çıkış akımı akseldir. Demek ki bu şekilde sabit hız ve sabit β_B^* kanat açısı ile çalışan bir kontratif sistem dönüştürücü aksel makineye benzer bir çıkış akımı verecektir.



Şekil B.2 Çift çarklı bir sisteme ait hız üçgenleri

B.1 Eşmomentli Kontrarotatif Aksel Makinada İki Boyutlu Basit Teoriye Göre Teorik Karakteristiğin Elde Edilmesi

Eş momentli kontrarotatif aksel makinenin r ve $r + \Delta r$ yarıçapları arasında kalan Δr genişlikteki elemanını müstakil iki boyutlu bir makine olarak ele alınabilir (Atabek, 1965). Kanatların sınırlı sayıda, sonsuz ince düzlemlerden ibaret, makineden geçen akışkanın sürtmesiz ve sıkıştırılmaz olduğunu da kabul edilir. Böyle bir iki boyutlu makine aşağıdaki özelliklere sahiptir .

a) Aksel hız bütün makine boyunca sabittir .

b) Akış yönünde ilk çarktan (A çarkı) çıkış mutlak hızı, ikinci çarka (B çarkı) giriş mutlak hızına eşittir. Ayrıca A çarkına giriş hızı dönme eksenine paraleldir.

$$C_{u1A}=0$$

c) A ve B çarkları arasındaki izafi dönme hızı veya izafi çevresel hız sabittir .

$$(\vec{U}_A - \vec{U}_B = \vec{U}_T)$$

d) A ve B çarklarına tatbik edilen mekanik momentler her çalışma noktasında birbirinin tersine eşittir. Çarklara tatbik edilen hidrolik momentler mekanik momentlere eşit kabul edilecektir.

Son özelliğin ifadesi:

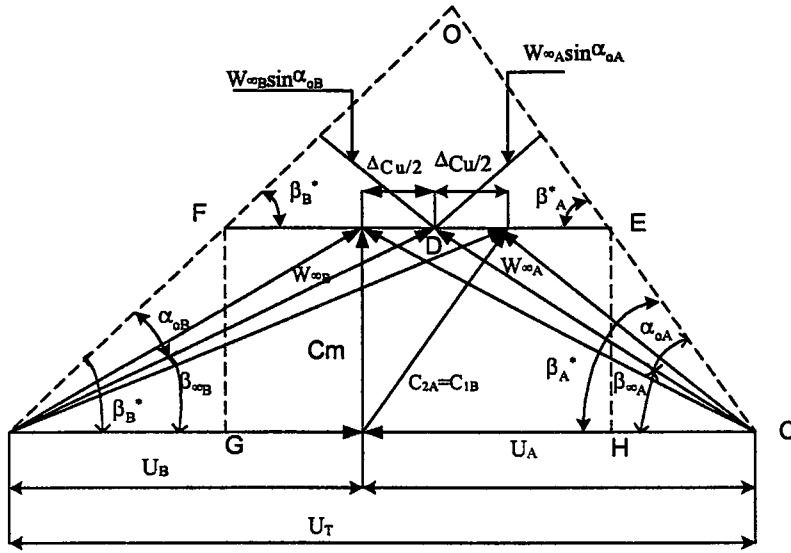
$$M_A = \rho \cdot \Delta Q_A \cdot \Delta C_{uA,r} = -\rho \cdot \Delta Q_B \cdot \Delta C_{uB,r} = -M_B$$

$\Delta Q_A = \Delta Q_B$ olduğundan buradan:

$$\Delta C_{uA} = \Delta C_{uB} \quad (B.1)$$

elde edilir. O halde yukarıdaki eşitlik belirtilen özelliklere sahip iki boyutlu bir kontrarotatif aksenal makina için moment eşitliği şartını kapsamaktadır

Yukarıda belirtilen özellikler, bu şartlarda çalışan bir aksenal kontratif turbo makinaya ait A çarkının kaskat cephesine dik girişli normal bir aksenal makina olarak, B çarkının birinci çarkın çıkış mutlak hızını giriş hızı olarak kabul eden eğik girişli normal aksenal makina olarak düşünebileceğini göstermektedir (Şekil B.3).



Şekil B.3 Kontratif aksel makinanın hız üçgenlerinin bir arada gösterilişi

Hız üçgeninden;

$$U_T = U_B + U_A$$

bağıntısını yazılır. Burada :

$$\overline{AH} = \frac{Cm}{\operatorname{tg}\beta_A^*}, \overline{BG} = \frac{Cm}{\operatorname{tg}\beta_B^*}$$

yazılabilir. Mükemmel akışkan hali için

$$W_\infty \cdot \operatorname{Sin}\alpha = \frac{t}{l} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \Delta Cu \quad (\text{B.2})$$

eşitliği mevcuttur . Bu eşitliği A ve B çarklarına tatbik ederek \overline{ED} ve \overline{DF} için:

$$\overline{ED} = \frac{W_{\infty A} \cdot \operatorname{Sin}\alpha_A}{\operatorname{Sin}\beta_A^*} = \frac{t}{l_A} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{\Delta Cu}{\operatorname{Sin}\beta_A^*}$$

$$\overline{DF} = \frac{W_{\infty B} \cdot \text{Sin} \alpha_B}{\text{Sin} \beta^*_B} = \frac{t}{l_B} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{\Delta Cu}{\text{Sin} \beta^*_B}$$

yazılabilir. Bu değerleri yerlerine koyarak U_T için:

$$U_T = \frac{Cm}{\text{tg} \beta^*_A} + \frac{Cm}{\text{tg} \beta^*_B} + \frac{t}{l_A} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{\Delta Cu}{\text{Sin} \beta^*_A} + \frac{t}{l_B} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{\Delta Cu}{\text{Sin} \beta^*_B} \quad (\text{B.3})$$

yazılabilir. Buradan ΔCu 'yu çekilirse:

$$\Delta Cu = \frac{U_T - \left(\frac{1}{\text{tg} \beta^*_A} + \frac{1}{\text{tg} \beta^*_B} \right) \cdot Cm}{\frac{t}{l_A} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{1}{\text{Sin} \beta^*_A} + \frac{t}{l_B} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{1}{\text{Sin} \beta^*_B}} \quad (\text{B.4})$$

bulunur. Bu ifade ΔCu 'nun Cm 'e göre değişimini vermektedir. (B.4)'deki sabitler a,b,c ve d ile gösterilirse, yani

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{\text{tg} \beta^*_A}, & c &= \frac{t}{l_A} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{1}{\text{Sin} \beta^*_A} \\ b &= \frac{1}{\text{tg} \beta^*_B}, & d &= \frac{t}{l_B} \cdot \frac{1}{\pi K} \cdot \frac{1}{\text{Sin} \beta^*_B} \end{aligned} \quad (\text{B.5})$$

olmak üzere

$$\Delta Cu = \frac{U_T}{c+d} - Cm \left(\frac{a+b}{c+d} \right) \quad (\text{B.6})$$

gibi bir doğru denklemi elde edilir. O halde bu şartlarda bir aksenal makinada $\Delta Cu = f(Cm) = f(Cm)$ eğrisi bir doğrudur.

Diğer taraftan, makinanın toplam teorik manometrik yüksekliğinin iki çarkın teorik manometrik yükseklikleri toplamına eşit olacağı düşünülerek

$$H_{teoT} = H_{teoA} + H_{teoB} \quad (B.7)$$

H_{teoA} ve H_{teoB} için (2.24)'deki değerleri yerine konursa

$$H_{teoT} = \frac{U_A \cdot \Delta Cu}{g} + \frac{U_B \cdot \Delta Cu}{g} \quad (B.8)$$

yazılır. Ayrıca cebrik değerler düşünülerek

$\Delta Cu = \Delta Cu_A = -\Delta Cu_B$ ve $U_A - U_B = U_T$ olduğundan

$$H_{teoT} = \frac{U_T \cdot \Delta Cu}{g} \quad (B.9)$$

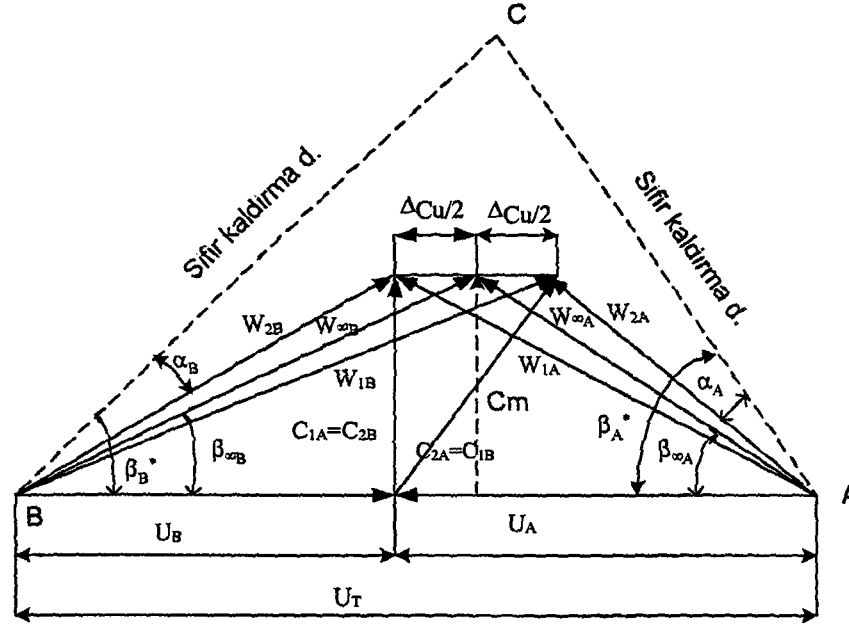
basit bağıntısı elde edilir. (A.9)'da ΔCu yerine (A.6)'deki değerini koyarak

$$H_{teoT} = \frac{U_T^2}{c+d} \cdot \frac{1}{g} - Cm \cdot \frac{U_T}{g} \left(\frac{a+b}{c+d} \right) \quad (B.10)$$

elde edilir.

B.2. Sürtmeli Akışkan ve Hakiki Kanatlar Halinde İki Boyutlu Eş Momentli Kontrarotatif Eksenel Makina

Bundan önce eş momentli kontrarotatif eksenel makina iki boyutlu basit teoriye göre incelenmiştir. Burada hakiki kanatlar ve sürtmeli akışkan için benzer ifadeleri elde etmeye çalışacaktır.



Şekil B.4 İki boyutlu eşmomentli kontratif aksenal pompaya ait hız üçgenleri

Şekil B.4'de iki boyutlu olarak ele alınan bir kontrarotatif çark çiftinin hız üçgenleri üst üste çizilmiştir. $|U_A| + |U_B| = U_T = \text{Sabit}$ olduğundan hız üçgenlerinin bu sabit değer üzerine çizilmiştir.

Bölüm (2.3)'deki

$$\frac{l}{t} \left(K.C_L = \frac{C_D}{\text{tg} \beta_{\infty}} \right) = \frac{2\Delta Cu}{W_{\infty}} \quad (2.32)$$

eşitliğini ele alınsın. Bu eşitlik genel bir aksenal makina çarkına ait geometrik ve kinematik büyüklükler arasındaki bağıntıyı vermektedir. Kontrarotatif makina halinde bu eşitlikle moment eşitliğini içine alan (B.1) eşitliğini birleştirerek $\Delta Cu/Cm$ oranını elde etmeye çalışılsın. Hız üçgeninden,

$$W_{\infty A} = \frac{Cm}{\text{Sin} \beta_{\infty A}}, \quad W_{\infty B} = \frac{Cm}{\text{Sin} \beta_{\infty B}} \quad (B.11)$$

yazılabilir. (B.11) eşitliğinden faydalanarak:

$$a = \frac{\Delta Cu}{C_m} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sin \beta_{\infty A}} \cdot \frac{l_A}{t_A} \cdot \left(K_A \cdot C_{L A} + \frac{C_{D A}}{\operatorname{tg} \beta_{\infty A}} \right) \quad (\text{B.12})$$

$$a = \frac{\Delta Cu}{C_m} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sin \beta_{\infty B}} \cdot \frac{l_B}{t_B} \cdot \left(K_B \cdot C_{L B} + \frac{C_{D B}}{\operatorname{tg} \beta_{\infty B}} \right) \quad (\text{B.13})$$

(B.12) ve (B.13) ile tarif edilen a boyutsuz değişkeni kanada ait geometrik ve kinematik büyüklükleri içermektedir. Kolayca görülebilir ki (B.12) ile A çarkı için ve (B.13) ile B çarkı için hesap edilen a değerleri birbirine eşit ise kanatlar arasında dinamik denge sağlanmıştır. a 'nın her değeri kontrarotatif aksenal makinanın bir çalışma noktasını karakterize etmektedir.

Kontrarotatif makinanın hız, manometrik yükseklik gibi büyüklüklerini a cinsinden ifade edilsin. Şekil B.4'deki hız üçgeninden

$$W_{\infty A} \cdot \cos \beta_{\infty A} + W_{\infty B} \cdot \cos \beta_{\infty B} = U_T \quad (\text{B.14})$$

yazılabilir. (B.14) de (B.11)'i yerine koyarak

$$C_m \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty A}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty B}} \right) = U_T$$

veya buradan C_m aksenal hızı için

$$C_m = \frac{U_T}{\left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty A}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty B}} \right)} \quad (\text{B.15})$$

bulunur. ΔCu teğetsel hız bileşeni için ise

$$\Delta Cu = \frac{a \cdot U_T}{\left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty A}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty B}} \right)} \quad (\text{B.16})$$

elde edilir. Hız üçgeninden U_A ve U_B hızları:

$$U_A = W_{\infty A} \cdot \operatorname{Cos} \beta_{\infty A} + \frac{\Delta Cu}{2} \quad U_B = W_{\infty B} \cdot \operatorname{Cos} \beta_{\infty B} - \frac{\Delta Cu}{2} \quad (\text{B.17})$$

yazılabilir. (B.11)'i kullanarak

$$U_A = \Delta Cu \left(\frac{1}{a} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty A}} + \frac{1}{2} \right), \quad U_B = \Delta Cu \left(\frac{1}{a} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty B}} - \frac{1}{2} \right) \quad (\text{B.18})$$

elde edilir.

Yukarıda hesaplanan büyüklükler cinsinden (A) ve (B) çarklarına ait H_{teo} değerlerini

$$H_{teoA} = \frac{U_A \cdot \Delta Cu}{g}, \quad H_{teoB} = \frac{U_B \cdot \Delta Cu}{g} \quad (\text{B.19})$$

eşitlikleri ile hesaplanır. Bunların toplamı makinanın toplam teorik manometrik yüksekliğini verecektir .

$$H_{teoT} = \frac{U_T \cdot \Delta Cu}{g} \quad (\text{B.20})$$

(B.19) eşitliklerinde (B.16) ve (B.18) eşitliklerini yerlerine koyarak

$$H_{teoA} = \frac{U_T^2}{2g} \cdot a \cdot \frac{\left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty A}} + \frac{a}{2} \right)}{\left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty A}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{\infty B}} \right)^2} \quad (\text{B.21})$$

$$H_{teoB} = \frac{U^2_T}{2g} \cdot a \frac{\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{\infty B}} - \frac{a}{2} \right)}{\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{\infty A}} + \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{\infty B}} \right)^2} \quad (\text{B.22})$$

makinanın toplam manometrik yüksekliği ise

$$H_{teoT} = \frac{U^2_T}{g} \cdot \frac{a}{\frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{\infty A}} + \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{\infty B}}} \quad (\text{B.23})$$

eşitliği ile bulunabilir.

Manometrik yüksekliği ise (2.35) eşitliği A ve B çarkları için ayrı ayrı tatbik edebilmek için bulunulabilir.

$$Hm = \frac{Pe}{\gamma \cdot \Delta r \cdot t} + \frac{Cu^2_2 - Cu^2_1}{2g} \quad (\text{B.24})$$

$Cu_1 = 0$ ve $Cu_2 = \Delta Cu$ olacaktır .Böylece

A çarkı için manometrik yüksekliği,

$$Hm_A = \frac{Pe_A}{\gamma \cdot \Delta r \cdot t} + \frac{\Delta Cu^2}{2g} \quad (\text{B.25})$$

elde edilir. Aynı şekilde B çarkı için:

$$Hm_B = \frac{Pe_B}{\gamma \cdot t \cdot \Delta r} - \frac{\Delta Cu^2}{2g} \quad (\text{B.26})$$

elde edilir. A ve B çarkı için elde edilen sonuçlar; taraf tarafa toplayarak toplam manometrik yüksekliği;

$$Hm_T = Hm_A + Hm_B = \frac{Pe_A}{\gamma \cdot \Delta r t} + \frac{Pe_B}{\gamma \cdot \Delta r t} \quad (B.27)$$

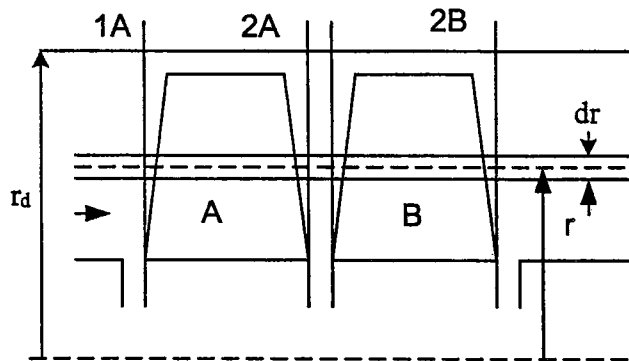
olarak bulunur.

B.3. Üç Boyutlu Halde Eş Momentli Kontrarotatif Eksenel Türbomakina

Birbirinin aksi istikametinde dönen, çevre ve göbek çapları aynı olan iki eksenel türbomakina çarkının arka arkaya konmasından ibaret bir çift çarklı eksenel makina ele alınsın. (A) ve (B) diye adlandırılan bu çarklar arasında aşağıdaki mekanik bağıntılar mevcut ise bu makina bir eş momentli kontrarotatif eksenel makinadır.

- 1- İki çark arasındaki izafi dönme hızı sabittir
- 2- Her iki çarka tatbik edilen mekanik momentler her çalışma noktası için birbirinin aksine eşittir.

Bu özelliklere sahip bir eş momentli kontrarotatif eksenel makinanın bir kesitine ait şema Şekil B.5'de gösterilmiştir.



Şekil B.5 Eşmomentli kontratif eksenel turbo makina sistemi

Çarklar arasındaki izafi dönme hızını,

$$\Omega_A \Omega_B = \Omega_T \quad (\text{B.28})$$

şeklinde yazılabilir.

İndisleri Şekil B.5’de gösterildiği gibi alarak süreklilik (debi) ifadelerini yazılırsa,

$$Q = 2\pi \int_{r_i}^{r_d} C m_{1A} \cdot r \cdot dr = 2\pi \int_{r_i}^{r_d} C m_{2A} \cdot r \cdot dr = 2\pi \int_{r_i}^{r_d} C m_{1B} \cdot r \cdot dr = 2\pi \int_{r_i}^{r_d} C m_{2B} \cdot r \cdot dr \quad (\text{B.29})$$

$C m_{2A} = C m_{1B}$ olduğundan, moment eşitliğini yazabilmek için 1A –2A kesitleri ve 1B–2B kesitleri arasındaki bölgelere hareket miktarının momenti (Euler) teoremini tatbik edilir.

Önce A çarkını içine alan 1A-2A bölgesine teoremi uygulanır. 1A kesitinden giren hareket miktarının eksene göre momenti ,

$$2\pi\rho \int_{r_i}^{r_d} C u_{1A} \cdot C m_{1A} \cdot r^2 \cdot dr$$

2A kesitinden çıkan hareket miktarının eksene göre momenti,

$$2\pi\rho \int_{r_i}^{r_d} C u_{2A} \cdot C m_{2A} \cdot r^2 \cdot dr$$

Bölgeye tesir eden dış moment olarak çarka tatbik edilen mekanik momentten başka iç ve dış cidarlar boyunca meydana gelen sürtünme kuvvetlerinin eksene göre momentleri mevcuttur. Bunların toplamını m_A ile gösterilsin. Momentler için A çarkının dönme yönünü pozitif kabul ederek ,

$$M_A + m_A = 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{2A} \cdot Cm_{2A} \cdot r_2 \cdot dr - 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{1A} \cdot Cm_{1A} \cdot r^2 \cdot dr \quad (B.30)$$

yazılabilir . Benzer şekilde B çarkını içine alan bölge için ,

$$M_B + m_B = 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{2B} \cdot Cm_{2B} \cdot r^2 \cdot dr - 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{1B} \cdot Cm_{1B} \cdot r^2 \cdot dr \quad (3.31)$$

yazılabilir. Birinci çarktan çıkış hızları ikinci çarka giriş hızlarına eşit olduğundan

$$2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{2A} \cdot Cm_{2A} \cdot r^2 \cdot dr = 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{1B} \cdot Cm_{1B} \cdot r^2 \cdot dr \quad (B.32)$$

eşitliği mevcuttur. Toplam moment ise,

$$M_A + M_B = 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{2B} \cdot Cm_{2B} \cdot r^2 \cdot dr - 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{1A} \cdot Cm_{1A} \cdot r^2 \cdot dr - m_A - m_B = 0. \quad (B.33)$$

elde edilir. Girişte aksenal ve üniform bir akım olduğunu düşünürse

$$2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{1A} \cdot Cm_{1A} \cdot r^2 \cdot dr = 0 \quad (B.34)$$

yazılabilir. ve (B.33) eşitliği

$$2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{2B} \cdot Cm_{2B} \cdot r^2 \cdot dr - m_A - m_B = 0 \quad (B.35)$$

halini alır. Yapılan hesap ve deneyler sonucunda M_A ve M_B momentlerinin ihmal edilebilir mertebede oldukları tespit edilmiştir (Atabek, 1965). Bu ihmalin yapıldığında (B.35) eşitliğini,

$$\int_{ri}^{rd} Cu_{2B} \cdot Cm_{2B} \cdot r^2 \cdot dr = 0 \quad (B.36)$$

şeklinde yazılabilir. Radyal hızların mevcut olmadığını da kabul edilirse $Cm_{2B} = \text{sabit}$ olacağı için (B.36) integrali

$$\int_{ri}^{rd} Cu_{2B} \cdot r^2 \cdot dr = 0 \quad (B.37)$$

halini alır. Momenti kanat boyunca hasıl olan aerodinamik kuvvetin teğetsel bileşeni cinsinden ifade etmek mümkündür. Mesela A çarkına gelen moment için,

$$Z \int_{ri}^{rd} \frac{\partial Pt_A(r)}{\partial r} \cdot r \cdot dr = 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{2A} \cdot Cm_{2A} \cdot r^2 \cdot dr - 2\pi\rho \int_{ri}^{rd} Cu_{1A} \cdot Cm_{1A} \cdot r^2 \cdot dr \quad (B.38)$$

yazılabilir. Böylece (B.33) eşitliği yerine,

$$M_A + M_B = Z \int_{ri}^{rd} \frac{\partial Pt_A(r)}{\partial r} \cdot r \cdot dr + Z \int_{ri}^{rd} \frac{\partial Pt_B(r)}{\partial r} \cdot r \cdot dr \quad (B.39)$$

eşitliği kullanılabilir.

ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Kahramanmaraş'ta doğdu. İlköğrenimini Kahramanmaraş'ta, orta ve lise öğrenimini Osmaniye'de tamamladı. 1991 yılında girdiği Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünden 1991 Yılında Makina Mühendisi olarak mezun oldu. 1995 Yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliğinde başladığı Yüksek Lisans Eğitimini 1996 yılında tamamladı. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Bilim Dalında Doktora Eğitimine başladı.

1993-1999 Yılları arasında TÜPRAŞ İzmit Rafinerisinde İşletme mühendisliği, Atık Su Arıtma ve Proje Şefliği görevlerinde bulundu. 1999 Yılında TÜBİTAK-Marmara Araştırma Merkezine geçti. Dünya Bankasından Enerji Etüdü konulu 6 aylık burs kazanarak Arizona State Üniversitesinde çalışmalarda bulundu. Halen TÜBİTAK-Marmara Araştırma Merkezi, Enerji Sistemleri ve Çevre Araştırma Enstitüsünde Araştırmacı olarak çalışmaktadır. Yabancı dili İngilizce olup evli ve bir çocuk babasıdır.