

T.C  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SİRKÜLASYON POMPALARINDA KULLANILAN AÇIK  
KANATLI DÜZ, ÖNE EĞİMLİ, GERİYE EĞİMLİ  
ÇARKLARIN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak.Müh.Yaşar ŞEN**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜH.  
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA**

**OCAK 1997**

T.C  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

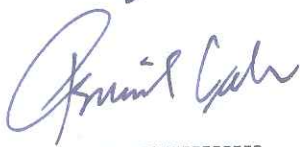
SİRKÜLASYON POMPALARINDA KULLANILAN AÇIK  
KANATLI DÜZ, ÖNE EĞİMLİ, GERİYE EĞİMLİ  
ÇARKLARIN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh.Yaşar ŞEN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜH.  
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA

Bu tez 30.1/1997 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.



Jüri Başkanı

Prof. Dr.  
İsmail ÇALIŞ



Jüri Üyesi

Doç. Dr.  
Alioğlu



Jüri Üyesi

Doç. Dr.  
H. İbrahim SAKAÇ

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Günümüzde endüstride yaygın olarak kullanılan sirkülasyon pompalarında (Özellikle otomobil endüstrisinde) açık kanatlı düz, öne eğimli ve geriye eğimli çarkların akışkan sıcaklığına bağlı olarak performansları üzerinde yapmış olduğum tez çalışmada bana yardım eden ,tez danışmanım Sakarya Üniversitesi Rektörü Prof.Dr. İsmail ÇALLI Beye teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca Kocaeli Üniversitesi Mak. Müh. Bölümü Hidromekanik ve Hidrolik Makinaları laboratuvarında oluşturduğum deney düzeneğinde ve bu düzeneğin oluşmasında, deneysel çalışmalarında bana yardımcı olan Yrd.Doç.Dr. K.Süleyman YİĞİT Beye teşekkürlerimi borç bilirim.

Bununla birlikte Sakarya Üniversitesindeki çalışmalarında bana yardımları dokunan Yrd.Doç.Dr. Nedim SÖZBİR ve Yrd.Doç.Dr. Ünal UYSAL Beye, yardımlarını gördüğüm diğer arkadaşlarıma teşekkür ederim

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	v
TABLolar LİSTESİ.....	vi
ÖZET.....	vii
SUMMARY.....	viii
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2. AÇIK KANATLI POMPALARIN ÇALIŞMA TARZI.....	3
2.1. Açık Kanatlı Santrifüj Pompa Kısımları.....	5
2.2. Çark İçindeki Akış Etüdü .....	5
2.3. Teğetsel İvme.....	6
2.4. Kanatlar Arasındaki Basınç Dağılımı.....	6
2.5. Diferansiyel Basınç Yüksekliğinin Değeri.....	6
2.6. Dinamik Etki.....	8
2.7. Kanat Momenti ve Güç.....	8
2.8. Bağlı Hızın Uniform Olmaması.....	9
2.9. Hız Diyagramlarının Düzeltilmesi.....	10
BÖLÜM 3. TAŞIYICI KANAT TEORİSİNİN TEMELİ İÇİN İFADE.....	11
3.1. Sirkülasyon Dağılımı (Y).....	12
3.2. Yükselme (A).....	13
3.3 İndirgenmiş Direnç (W).....	13
BÖLÜM 4. DÖNEN ELEMANLARA ETKİ EDEN KUVVETLER.....	17
4.1. Ağırlık.....	17
4.2. Değişken Yükler.....	17
4.2.1. Dinamik.....	18
4.2.2. Mekanik.....	18
4.2.3. Hidrolik.....	18
BÖLÜM 5. AÇIK KANATLI SANTRİFÜJ POMPADA İTME.....	18
5.1. Eksenel İtme .....	18
5.1.1. Dinamik İtme .....	20
5.1.2. Statik İtme .....	22

BÖLÜM	6. LİTERATÜR TARAMASI.....	25
BÖLÜM	7. ETKİ TARZI.....	26
	7.1. Kanat Yapı Biçimlerinin Etki Faktörlerine Etkisi.....	26
BÖLÜM	8. ARALIK KAYIPLARI.....	27
	8.1. Aralık Debisinin Etkileri.....	30
	8.2. Aralık Kayıplarının Verime Etkisi.....	31
BÖLÜM	9. SERBEST AKIMLI SOĞUTMA SUYU POMPASININ HESABI... 33	
	9.1. Açık Kanatlı Geriye Eğimli Çarkın Hesabı.....	35
	9.2. Açık Düz Kanatlı Çarkın Hesabı.....	39
	9.3. Öne Eğik Kanatlı Çarkın Hesabı.....	40
	9.4. Çark Kanatlarının Projelendirilmesi.....	42
	9.5. Salyangoz Gövdenin Seçimi.....	43
	9.5.1. Salyangoz Gövdenin Projelendirilmesi.....	43
BÖLÜM	10. DENEY DÜZENEĞİ.....	46
	10.1. Genel Bilgiler.....	48
	10.2. Deney Pompası.....	49
	10.3. Tahrik Sistemi.....	51
	10.4. Emme Borusu.....	51
	10.5. Bağlantı Boruları.....	52
	10.6. Mobil Debi - Basınç - Sıcaklık Ölçme Cihazı.....	52
	10.7. Mobil Cihazı Algılayıcısı.....	53
	10.8. Valf.....	54
	10.9. Elektrik Enerjili Isıtıcı.....	54
	10.10. Dijital Sıcaklık göstergesi.....	54
	10.11. A Deposu.....	54
	10.12. B Deposu.....	54
	10.13. Çarklar.....	55
BÖLÜM	11. ÖLÇME YÖNTEMİ.....	56
	11.1. Basınç Farkı Ölçümü.....	56
	11.2. Debi Ölçümü.....	56
	11.3. Dönme Sayısının Ölçümü.....	56
	11.4. Aralık Genişliğinin Ölçümü.....	56
	11.5. Pompa Mil Gücünün Ölçülmesi.....	57
BÖLÜM	12. DENEY DÜZENEĞİ ÜZERİNDE YAPILAN DENEYLER.....	57
	12.1. Düz Kanatlı Çark. Debiye Bağlı Olarak Basınç, Akışkan Gücü, Verim Değişiklikleri Ve Grafikleri.....	57

12.2. Öne Eğik Kanatlı Çark.Debiye Bağlı olarak Basınç,Akışkan Gücü, Verim Değişiklikleri Ve Grafikleri.....	69
12.3 Geriye Eğik Kanatlı Çark.Debiye Bağlı olarak Basınç,Akışkan Gücü, Verim Değişiklikleri Ve Grafikleri.....	79
SONUÇ.....	89
KAYNAKLAR.....	91
EKLER.....	97
ÖZ GEÇMİŞ.....	126

## SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR

a	: İvme
A	: Debi geçiş yüzeyi
A <sub>b</sub>	: Bağıl aralık yüzeyi
A <sub>ar</sub>	: Aralık yüzeyi
A <sub>0</sub>	: Çark giriş alanı
b <sub>1</sub>	: Çark giriş genişliği
b <sub>2</sub>	: Çark çıkış genişliği
b <sub>4</sub>	: Pompa gövde genişliği
B	: Yakıt miktarı
c <sub>1</sub>	: Çark giriş mutlak hızı
c <sub>2</sub>	: Çark çıkış mutlak hızı
c <sub>1m</sub>	: Çark giriş meridyen hızı
c <sub>2m</sub>	: Çark çıkış meridyen hızı
c <sub>1u</sub>	: Çark giriş mutlak hızın çevresel hız bileşeni
c <sub>2u</sub>	: Çark çıkış mutlak hızın çevresel hız bileşeni
d <sub>g</sub>	: Çark göbek çapı
D <sub>d</sub>	: Pompa çıkış ağız çapı
D <sub>E</sub>	: Emme giriş çapı
D <sub>1</sub>	: Çark giriş çapı
D <sub>2</sub>	: Çark çıkış çapı
E <sub>kt</sub>	: Toplam enerji kaybı
h <sub>d</sub>	: Diferansiyel basınç yüksekliği
h <sub>kar</sub>	: Özgül aralık kaybı
H <sub>m</sub>	: Manometrik basma yüksekliği
H <sub>u</sub>	: Yakıt alt ısı değeri
H <sub>t∞</sub>	: Sonsuz kanat sayısı için basma yüksekliği
H <sub>t</sub>	: Teorik basma yüksekliği
H <sub>x</sub>	: Çark çıkışında her hangi bir noktadaki basınç yüksekliği
g	: Yerçekimi ivmesi
F	: Kuvvet
F <sub>e</sub>	: Eksenel itme kuvveti
F <sub>d</sub>	: Kanada gelen toplam itme kuvveti
F <sub>t</sub>	: Kuvvetin teğetsel bileşeni
F <sub>s</sub>	: Statik itme
F <sub>st</sub>	: Toplam statik itme

$L$	:Kanat uzunluğu
$m$	:Kütle
$\dot{m}$	:Kütlesel debi
$\dot{m}_{ar}$	:Aralık kütlesel debisi
$M$	:Moment
$n$	:Dönme sayısı
$nq$	:Özgül hız
$P$	:Güç
$P_{ar}$	:Aralık güç kaybı
$P_e$	:Motor efektif gücü
$p$	:Statik basınç
$p$	:Basınç düşümü sayısı
$p_1$	:Giriş basıncı
$p_2$	:Çıkış basıncı
$\Delta p_1$	:I. bölgedeki basınç artımı
$\Delta p_{II}$	:II. bölgedeki basınç artımı
$q_k$	:Kaçak debi
$q_s$	:Özgül ısı miktarı
$Q'$	:Kaçak debi
$Q_s$	:Isı miktarı
$r_0$	:Spiral başlangıç noktasının yarıçapı
$Re$	:Reynolds sayısı
$R_1$	:Çark giriş yarıçapı
$R_2$	:Çark çıkış yarıçapı
$u$	:Çevresel hız
$u_{\infty}$	:Sonsuz kanat sayısı için çevresel hız
$s$	:Aralık genişliği
$S_a$	:Aralık genişliği
$S_t$	:Kanat alanının $F_t$ 'ye normal izdüşümü
$w_1$	:Çark giriş bağıl hızı
$w_2$	:Çark çıkış bağıl hızı
$w_{\infty}$	:Ortalama Bağıl hız
$W$	:İndirgenmiş direnç
$t$	:İki kanat arası uzaklık
$\Delta t$	:Sıcaklık farkı
$Y_k$	:Kanat özgül enerjisi
$Y_m$	:Mukayese makinasının özgül enerjisi
$z$	:Kanat sayısı



$\alpha$	:Debi faktörü
$\alpha_1$	:Giriş hız açısı
$\alpha_2$	:Çıkış hız açısı
$\beta$	:Basınç faktörü
$\beta_1$	:Kanat giriş açısı
$\beta_2$	:Kanat çıkış açısı
$\varepsilon$	:Kanat Yüğü
$\gamma$	:Verim faktörü
$\eta_h$	:Hidrolik verim
$\eta_m$	:Mekanik verim
$\eta_v$	:Volümetrik verim
$\phi$	:Salyangoz gövde spiral açısı
$\lambda$	:Sürekli kayıp katsayısı
$\mu$	:Daralma sayısı
$\nu$	:Kinematik viskozite
$\omega$	:Açısal hız
$\Gamma(Y)$	:Sirkülasyon dağılımı
$\rho$	:Akışkanın yoğunluğu
$\psi$	:Basınç sayısı

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1	Soğutma Suyu Pompasına Ait Bir Örnek.....	2
Şekil 2.1	Çark İçindeki Basıncın Dağılımı .....	7
Şekil 2.2	Vektör Diyagramlarındaki Değişme.....	10
Şekil 3.1	Taşıyıcı Kanatlarda Düzensiz Sirkilasyon Dağılımında $\Gamma_{(Y)}$ Oluşumu..	11
Şekil 3.2	Çark Kanatları Etrafındaki Sirkilasyon Dağılımı .....	13
Şekil 3.3	Aralık Genişlik Parametresi (s) Ve Kanat Aralığı (t) nin Parametresine Bağlı Olarak Kanat Kafesinin Durumu.....	14
Şekil 3.4	Kanat Ucunun İkincil Akımda Maruz Kaldığı Akışın Durumu.....	17
Şekil 5.1	Açık Kanatlı Bir Çarkta Eksenel İtme .....	20
Şekil 7.1	Değişik Kanat Biçimleri .....	27
Şekil 8.1	Açık ve Kapalı Radyal Çarkların Yapı Şekli.....	28
Şekil 8.2	Meridyen Kesitine Göre Açık Çarklarda Aralık Akışı.....	29
Şekil 8.3	Aralık Boyutlarının Şematik Gösterilişi .....	31
Şekil 9.1	Geriye Eğimli Çarkın Görünüşü.....	37
Şekil 9.2	Giriş Ve Çıkış Hız Üçgenleri .....	38
Şekil 9.3	Açık Düz Kanatlı Çark.....	39
Şekil 9.4	Öne Eğimli Çarkların Görünüşü.....	41
Şekil 9.5	Öne Eğimli Çarkların Hız Üçgeni.....	42
Şekil 9.6	Değişik Salyangoz Biçimlerinde Gövde Başlangıcında Basınç Sayısı Değeri.....	43
Şekil 9.7	Spiral Gövde Görünüşü.....	46
Şekil 10.1	Deney Düzeneği.....	47
Şekil 10.2	Pompa Deney Düzeneğinin Genel Görünüşü .....	48
Şekil 10.3	Deney Pompası Detay Resmi .....	49
Şekil 10.4	Emme Borusu .....	51
Şekil 10.5	Mobil Cihazının Genel Görünüşü .....	53
Şekil 10.6	System 20 Cihazının Sensör Kesiti ( 1-Basınç 2-Sıcaklık 3-Debi Algılayıcıları).....	53
Şekil 10.7	Kanat Önyüzlerinin Dik Kesitlerinin Değişik Konumları.....	55
Şekil 10.8	Deneyleri Yapılan Düz Ve Geriye Eğimli Çarkların Toplu Görünüşü..	55
Şekil 12.1.1	Düz kanatlı çarklarda 23°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	58
Şekil 12.1.2	Düz kanatlı çarklarda 23°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	58
Şekil 12.1.3	Düz kanatlı çarklarda 23°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	58
Şekil 12.1.4	Düz kanatlı çarklarda 32°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	59
Şekil 12.1.5	Düz kanatlı çarklarda 32°C Debi Akışkangücü Deşim Grafiği.....	59
Şekil 12.1.6	Düz kanatlı çarklarda 32°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	59
Şekil 12.1.7	Düz kanatlı çarklarda 40°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	60
Şekil 12.1.8	Düz kanatlı çarklarda 40°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	60
Şekil 12.1.9	Düz kanatlı çarklarda 40°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	60

Şekil 12.1.10	Düz kanatlı çarklarda 50°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	61
Şekil 12.1.11	Düz kanatlı çarklarda 50°C Debi Akışkangücü Deşim Grafiği.....	61
Şekil 12.1.12	Düz kanatlı çarklarda 50°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	61
Şekil 12.1.13	Düz kanatlı çarklarda 60°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	62
Şekil 12.1.14	Düz kanatlı çarklarda 60°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği .....	62
Şekil 12.1.15	Düz kanatlı çarklarda 60°C Debi Verim Deşimi Grafiği .....	62
Şekil 12.1.16	Düz kanatlı çarklarda 70°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	63
Şekil 12.1.17	Düz kanatlı çarklarda 70°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	63
Şekil 12.1.18	Düz kanatlı çarklarda 70°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	63
Şekil 12.1.19	Düz kanatlı çarklarda 80°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	64
Şekil 12.1.20	Düz kanatlı çarklarda 80°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	64
Şekil 12.1.21	Düz kanatlı çarklarda 80°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	64
Şekil 12.1.22	Düz kanatlı çarklarda 85°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	65
Şekil 12.1.23	Düz kanatlı çarklarda 85°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	65
Şekil 12.1.24	Düz kanatlı çarklarda 85°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	65
Şekil 12.1.25	Düz kanatlı çarklarda 20°C ve 85°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	66
Şekil 12.1.26	Düz kanatlı çarklarda 20°C ve 85°C Debi Akış. Deşimi Grafiği.....	67
Şekil 12.1.27	Düz kanatlı çarklarda 20°C ve 85°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	68
Şekil 12.2.1	Öne eğik kanatlı çarklarda 23°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	69
Şekil 12.2.2	Öne eğik kanatlı çarklarda 23°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	69
Şekil 12.2.3	Öne eğik kanatlı çarklarda 23°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	69
Şekil 12.2.4	Öne eğik kanatlı çarklarda 32°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	70
Şekil 12.2.5	Öne eğik kanatlı çarklarda 32°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	70
Şekil 12.2.6	Öne eğik kanatlı çarklarda 32°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	70
Şekil 12.2.7	Öne eğik kanatlı çarklarda 40°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	71
Şekil 12.2.8	Öne eğik kanatlı çarklarda 40°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	71
Şekil 12.2.9	Öne eğik kanatlı çarklarda 40°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	71
Şekil 12.2.10	Öne eğik kanatlı çarklarda 50°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	72
Şekil 12.2.11	Öne eğik kanatlı çarklarda 50°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	72
Şekil 12.2.12	Öne eğik kanatlı çarklarda 50°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	72
Şekil 12.2.13	Öne eğik kanatlı çarklarda 60°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	73
Şekil 12.2.14	Öne eğik kanatlı çarklarda 60°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği....	73
Şekil 12.2.15	Öne eğik kanatlı çarklarda 60°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	73
Şekil 12.2.16	Öne eğik kanatlı çarklarda 70°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	74
Şekil 12.2.17	Öne eğik kanatlı çarklarda 70°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	74
Şekil 12.2.18	Öne eğik kanatlı çarklarda 70°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	74
Şekil 12.2.19	Öne eğik kanatlı çarklarda 80°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	75
Şekil 12.2.20	Öne eğik kanatlı çarklarda 80°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği.....	75
Şekil 12.2.21	Öne eğik kanatlı çarklarda 80°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	75
Şekil 12.2.22	Öne eğik kanatlı çarklarda 22°C ve 80°C Debi Basınç Deşimi Grafiği..	76
Şekil 12.2.23	Öne eğik kanatlı çarklarda 22°C ve 80°C Debi Akış. Deşimi Grafiği...	77
Şekil 12.2.24	Öne eğik kanatlı çarklarda 22°C ve 80°C Debi Verim Deşimi Grafiği..	78
Şekil 12.3.1	Geriye eğik kanatlı çarklarda 22°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	79

Şekil 12.3.2	Geriye eğik kanatlı çarklarda 22°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği..	79
Şekil 12.3.3	Geriye eğik kanatlı çarklarda 22°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	79
Şekil 12.3.4	Geriye eğik kanatlı çarklarda 30°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	80
Şekil 12.3.5	Geriye eğik kanatlı çarklarda 30°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği..	80
Şekil 12.3.6	Geriye eğik kanatlı çarklarda 30°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	80
Şekil 12.3.7	Geriye eğik kanatlı çarklarda 40°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	81
Şekil 12.3.8	Geriye eğik kanatlı çarklarda 40°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği..	81
Şekil 12.3.9	Geriye eğik kanatlı çarklarda 40°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	81
Şekil 12.3.10	Geriye eğik kanatlı çarklarda 50°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	82
Şekil 12.3.11	Geriye eğik kanatlı çarklarda 50°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği..	82
Şekil 12.3.12	Geriye eğik kanatlı çarklarda 50°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	82
Şekil 12.3.13	Geriye eğik kanatlı çarklarda 60°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	83
Şekil 12.3.14	Geriye eğik kanatlı çarklarda 60°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği..	83
Şekil 12.3.15	Geriye eğik kanatlı çarklarda 60°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	83
Şekil 12.3.16	Geriye eğik kanatlı çarklarda 70°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	84
Şekil 12.3.17	Geriye eğik kanatlı çarklarda 70°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği..	84
Şekil 12.3.18	Geriye eğik kanatlı çarklarda 70°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	84
Şekil 12.3.19	Geriye eğik kanatlı çarklarda 80°C Debi Basınç Deşimi Grafiği.....	85
Şekil 12.3.20	Geriye eğik kanatlı çarklarda 80°C Debi Akışkangücü Deşimi Grafiği..	85
Şekil 12.3.21	Geriye eğik kanatlı çarklarda 80°C Debi Verim Deşimi Grafiği.....	85
Şekil 12.3.22	Geriye eğik kanatlı çarklarda 22°C ve 80°C Debi Basınç Deşimi Graf..	86
Şekil 12.3.23	Geriye eğik kanatlı çarklarda 22°C ve 80°C Debi Akış. Deşimi Graf....	87
Şekil 12.3.24	Geriye eğik kanatlı çarklarda 22°C ve 80°C Debi Verim Deşimi Graf...	88

## TABLOLAR

TABLO A	Düzkanatlı Çarkın Karakteristik Değerleri İçin Tablolar.....	98
Tablo A.1.	Düz Kanatlı Çark $T_{su} = 22$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	98
Tablo A.2.	Düz Kanatlı Çark $T_{su} = 32$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	99
Tablo A.3.	Düz Kanatlı Çark $T_{su} = 40$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	100
Tablo A.4.	Düz Kanatlı Çark $T_{su} = 50$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	101
Tablo A.5.	Düz Kanatlı Çark $T_{su} = 60$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	102
Tablo A.6.	Düz Kanatlı Çark $T_{su} = 70$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	103
Tablo A.7.	Düz Kanatlı Çark $T_{su} = 80$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	104
Tablo A.8.	Düz Kanatlı Çark $T_{su} = 85$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	105
TABLO B.	Öne Eğik Kanatlı Çarkın Karakteristik Değerleri İçin Tablolar.....	106
Tablo B.1.	Öne Eğik Kanatlı Çark $T_{su} = 22$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	106
Tablo B.2.	Öne Eğik Kanatlı Çark $T_{su} = 32$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	107
Tablo B.3.	Öne Eğik Kanatlı Çark $T_{su} = 40$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	108
Tablo B.4.	Öne Eğik Kanatlı Çark $T_{su} = 50$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	109
Tablo B.5.	Öne Eğik Kanatlı Çark $T_{su} = 60$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	110
Tablo B.6.	Öne Eğik Kanatlı Çark $T_{su} = 70$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	111
Tablo B.7.	Öne Eğik Kanatlı Çark $T_{su} = 80$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	112
TABLO C.	Öne Eğik Kanatlı Çarkın Karakteristik Değerleri İçin Tablolar.....	113
Tablo C.1.	Geriye Eğik Kanatlı Çark $T_{su} = 22$ °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	113

Tablo C.2.	Geriyeye Eğik Kanatlı Çark Tsu =32 °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	114
Tablo C.3.	Geriyeye Eğik Kanatlı Çark Tsu =40 °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	115
Tablo C.4.	Geriyeye Eğik Kanatlı Çark Tsu =50 °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	116
Tablo C.5.	Geriyeye Eğik Kanatlı Çark Tsu =60 °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	117
Tablo C.6.	Geriyeye Eğik Kanatlı Çark Tsu =70 °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	118
Tablo C.7.	Geriyeye Eğik Kanatlı Çark Tsu =80 °C Debiye Bağlı Olarak Basınç Akışkan Gücü, Verim Karakteristik Değişimleri.....	119
TABLO D.	Üç Şekildeki Çarktan elde edilen maxium basınç,akışkan gücü, Verim Tabloları.....	120
Tablo D.1.	Düz Kanatlı Çarktan Tsu Değişik Scaklıklarda Eld Edilen maksimum, Debi, Basınç, Akışkan Gücü, Verim Değerleri.....	120
Tablo D.2.	Öne Eğik Kanatlı Çarktan Tsu Değişik Scaklıklarda Elde Edilen Maksimum Debi, Basınç, Akışkan Gücü, Veri Değerleri.....	120
Tablo D.3.	Geriyeye eğik Kanatlı Çarktan Tsu Değişik Scaklıklar Elde Edilen Maksimum Basınç, Debi, Akışkan Gücü, Verim.....	120
Tablo D.4.	Üç Şekildeki Çarkın Genel Sonuç Analizinin Karakteristik Değerleri.....	121

EKLER

EK.A.	Tablolar A'daki karakteristik değerlerin Őekillerinin açıklaması.....	122
EK.B.	Tablolar B 'daki karakteristik değerlerin Őekillerinin açıklaması .....	124
EK.C.	Tablolar C 'daki karakteristik değerlerin Őekillerinin açıklaması.....	125

## SİRKÜLASYON POMPALARINDA KULLANILAN AÇIK KANATLI DÜZ, ÖNE EĞİMLİ, GERİYE EĞİMLİ ÇARKLARIN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

### ÖZET

**Anahtar Kelimeler:** Açık Çark, Düz Kanatlı Çark, Geriye Eğimli Çark, Öne eğimli çark, Aralık Kaybı, Santrifüj Pompa.

Açık kanatlı çarklardan oluşan sirkülasyon pompaları, imalatlarının kolaylığı, maliyetlerinin düşüklüğü ve uzun ömürlü olmaları nedeniyle oldukça fazla kullanım alanlarına sahiptirler. Otomobil soğutma suyunun pompası, çamaşır makinaları, bulaşık makinaları ve vidanjörler gibi hemen hemen her alanda kullanım sağı olan, bu tip pompaların en önemli kısmını çarklar oluşturur, dolayısıyla bu tez içinde 5 kanatlı çarklar ele alınarak üzerinde teorik ve deneysel araştırmalar yapılmıştır. Bu maksatla öncelikle tercih edilen kanat profili modelinin hangisinin daha iyi olduğu araştırılmıştır. Bu araştırma esnasında öne eğik, geriye eğik ve düz kanatlı çarklar imal edilip deneylere tabi tutulmuştur. Elde edilen veriler grafiklerle incelenmiş ve sonuçlar yorumlanmıştır.

Ayrıca gerek otomobil sanayinde gerekse bulaşık makinası gibi ev eşyalarında akışkan sıcaklığının farklı olması nedeniyle deneyde kullanılan su ısıtılarak farklı sıcaklıklar için deneyler yapılmıştır.

Yani ısıtılan suyun sıcaklığının debi, basınç, güç, verim üzerinde etkileri aranılmış olup aralarındaki ilişkinin sıcaklıkla değişimi irdelenmiştir.

İncelenmekte olan bu araştırma geliştirme konusunda ilk olarak aralık etkisinin oluşumu anlatılacak, açık kanatlı pompaların çalışması hakkında bilgi verilecek ve çark içinden geçen akışın durumu incelenecektir. Açık kanatlı pompalarda hemen hemen tüm karakteristik değerler çarkın özelliğine bağlı oldukları için öncelikle, taşıyıcı kanat teorisi ele alınıp araştırılacaktır.

Çark pompa içinde dönen bir parça olduğu için dönen elemanlara etki eden kuvvetler incelenmiş özellikle çarka etki eden itme konusu araştırılmaya çalışılmıştır. Aralık kayıplarına değinmeden önce aralık kayıpları üzerine yapılan çalışmalar incelenmiş ve literatür verileri derlenerek literatür taraması bölümünde özetlenmiştir.



# AN EXPERIMENTAL AND THEORETICAL STUDY OF THE FORWARD CURVED, BACKWARD-CURVED, STRAIGHT OPEN IMPELLER VANES IN CIRCULATION PUMPS

## SUMMARY

**Keywords :** Open Impeller vane, Straight Impeller Vanes, Backward curved Vanes, Centrifugal Pump, Clearance Losses,

Circulation pumps those consisting of open impeller vanes have a wide spread use like vehicle cooling water pumps, washing - machines, dish - washers and vidanjör because of their easy manufacturing, low cost and long life the most part of these pumps is their vanes consequently in this thesis 5 vane pumps have been examined and theoretical and experimental researches have been done first, the best vane profile is examined by manufacturing forward impeller, backward impeller and straight impeller vanes and experimenting on these. Experimental data has been examined graphs and results have been interpreted in both automotive industry and house hold industry fluid temperature is different so, in addition in the experiments water is heated to different temperatures. That means, the effects of heated water temperature on flow, pressure, power and efficiency have been examined, the relations between temperature and these have been discussed.

In this experimental investigation, at first the formation of the clearance effect is explained. the information about the working principles of open impeller pumps is outlined and the flow of fluid through the impeller is investigated. Since all of system characteristics of an open impeller pump on the characteristics of impeller, the carrying impeller theory is depend derived.

As the impeller is a part rotating in a pump, the forces acting on rotating elements are studied. particularly the concept of impulse force acting upon impeller is investigated. Before studying the effect of clearance losses, the available literature on the subject is briefly given.

## 1.GİRİŞ

Santrifüj pompalar içinde, sıvının daha düşük seviyeden yüksek seviyeye kaldırılmasına olanak veren bir dinamik basınç geliştirdiği, roto dinamik tip pompalar olarak sınıflandırılırlar. Bir santrifüj pompanın çalışma prensibi şöyledir, belli miktardaki bir sıvı dış kuvvet tarafından döndürülünce, dönme ekseninin merkezinden uzağa fırlatılır, sıvıyı daha yüksek seviyeye kaldırmaya olanak veren bir santrifüj basıncı başlar.Eğer daha fazla sıvı sürekli rotasyon merkezinde bulundurulursa sıvının yüksek seviyeye sürekli temini sağlanır. Bu tip pompalarda sıvının kaldırılması santrifüj hareketi ile olduğundan, bu pompalar santrifüj pompalar olarak adlandırılırlar .Santrifüj harakete ek olarak, sıvı dönen çarkın içinden geçerken açılmalı momenti değişir, bu da sıvının basıncını artırır. santrifüj pompalar pozitif yer değiştirme pompalarından çok farklı davranırlar. Pozitif değiştirme pompalar gibi sıvıyı itmezler, fakat hidrolik eğimi, sıvının daha yüksek seviyeye uygundur.

Dönen çarklar içinden geçen sıvının genel akış yönüne göre rotodinamik pompalar şu şekilde sınıflandırılırlar .

- i) Santrifüj pompalar
- ii) Yarı eksenel veya burgulu veya mixed flow pompalar
- iii) Eksenel veya pervaneli pompalar

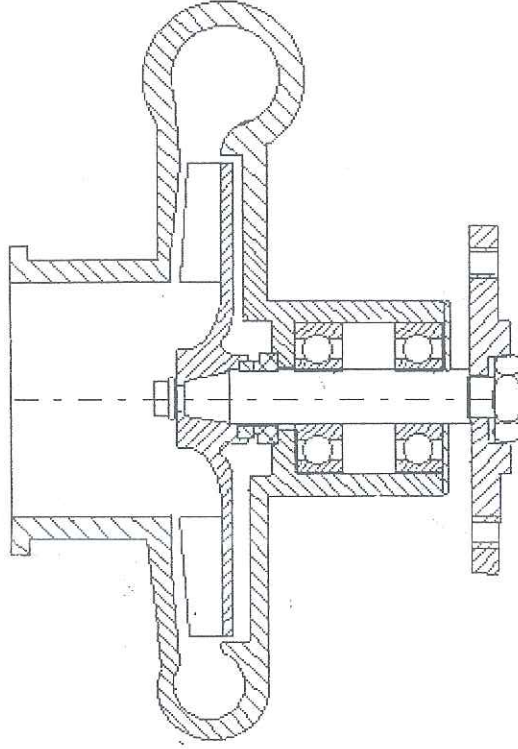
Pervaneli pompa çarkından sıvının akışı, dönen şafta paralel olarak eksenel yönde olurken, santrifüj pompa çarkında sıvı radyal yönde dışa doğru akar. Mixed flow pompa herikisinin arasında bir forumdadır, böylece sıvının akışı radyal ve eksenel yönlerin arasındadır. Buna rağmen bu üç tip pompayı ayıracak kesin bir sınır yoktur ve genelde her üç tip de santrifüj pompa olarak adlandırılır.

Genelde tüm rotodinamik pompalar hidrolik türbinlerin reaksiyon tiplerine benzerler ve karşı tesirli türbin olarak da bakılabilirler. Böylece santrifüj pompa hareketi, içe doğru radyal akışlı karşı tesirli türbinlerin tam tersidir. Aynı şekilde eksenel akış pompaları, propeller veya kaplan türbinlerinin tersi, mixed flow pompalar Francis türbini gibi mixed flow tip türbinlerin tam tersidir.

Bu bölümde sadece açık kanatlı santrifüj pompalar ele alınacaktır. Bu konu ile ilgili olarak Kocaeli Üniversitesi Müh. Fak. Mak. Müh. Hidromekanik ve Hidrolik makinalar laboratuvarında 1991 yılında açık kanatlı pompaların geliştirilmesi üzere deney sistemi kurulmuş ve bu sistemde çeşitli doktora,yükse lisans ve lisans bitirme tezleri yapılmıştır. Bizim bu çalışmamızda ise, deney sistemi üzerinde bağlı

yapılarak, açık kanatlı çarklarda dik, öne eğimli ve geriye eğimli çarklar ele alınıp değişik su sıcaklıklarında deneyler yapılmış, hangi çarkın daha iyi olduğu araştırılmaya çalışılmıştır.

Bilindiği üzere açık kanatlı pompalar, taşıt motorlarının soğutulmasında, bulaşık makinası, çamaşır makinası ve buna benzer birçok alanda kullanılmaktadır. Şekil 1.1 'de açık kanatlı su pompası kesit resmi görülmektedir..



Şekil 1.1. Otomobil soğutma suyu pompasına ait bir örnek.

Pompanın projelendirilmesinde düşünülen değerlerin tesbiti için ilk önce karakteristik değerler kabul edilmiştir. Bu kabullerle oluşturulan deney düzeneğinde geçtiğimiz yıllarda aralık genişliğinin sistemin basıncına, debisine verimine ve diğer büyüklüklere etkisi araştırılmış, daha sonra çark profilinin etkileri incelenmiştir.

Denenen pompa, literatür verilerine göre aralık genişliğinden beklenenden daha çok fayda sağladığı görülmüştür. Esasında soğutma suyu pompasını iyileştirme çalışmalarında bu problem çeşitli biçimlerdeki döne çarklar üzerinde deney yapılarak çözülmeye çalışılmıştır.

Bir pompanın deneme yanılma yoluyla tasarımı zaman ve maliyet açısından uygun değildir. Burada önemli olan özgül enerjisine, verime ve diğer büyüklüklere aralık

genişliğinin etkisinin değerini önceden tahmin etmektir. Böylece çalışma noktası kolayca tesbit edilebilir.

Açık kanatlı pompalar tıkanmaya karşı duyarlı olmayıp diğer pompalara göre daha yüksek emme gücüne sahiptirler. Lağım suları, hamur, çamur gibi katılaşmış sıvıların pompalanmasında en uygun pompa tipi açık kanatlı pompalardır. Bu tip pompalar normal tiplerden çarkların konstrüksiyonu bakımından farklılık gösterirler.

Kullanıldıkları yerler bakımından sadece yukarıda sayılan yerler değil hemen hemen sıvı pompalamayla ilgili her alanda geniş bir kullanım yerine sahip olan açık kanatlı pompalar, verimlerinin düşük olmasına bakılmaksızın özellikle imalatçı firmalar tarafından üretilip kullanılmaktadır.

Her ne kadar kapalı çarklara nazaran verimleri çok kötü ve harcadıkları birim enerjileri fazla isede, açık kanatlı pompaların diğer bir avantajlı tarafı, çark imalatlarının kolay olmasıdır. Genellikle dökülerek imal edilen bu tip çarkların modelleri çok kolay yapılmakta, çok kısa zamanda dökülebilmektedir. Bu yüzden gerek maliyet gerek zaman açısından uygun olan açık kanatlı çarklar uygulamada tercih sebebi olmaktadır.

Açık kanatlı pompalarla ilgili bu çalışmada pompa ve çarkların öncelikle teorik araştırmaları yapılmış ve oluşturulan deney düzeneği üzerinde değişik deneyler icra edilerek elde edilen iyi veya kötü sonuçlar konu edilmiştir.

## 2. AÇIK KANATLI POMPALARIN ÇALIŞMA TARZI

Serbest akımlı bir pompanın çalışmasında, bir dönel serbest çark , büyük iki kenarlı gövde ve suyun giriş çıkışını sağlayan yollar bulunur. Bu gövde çarkın önünü, arkasını, hatta suyun izlediği spiral yapıyı oluşturur.

Akışkan pompa içinden geçerken meydana gelen kayıplar sürtünme ve girdaplardan doğar. Bu kayıplar kinetik enerjinin bir kısmının basınç enerjisine dönüşmeyip, vizkozite kuvvetleri ve girdaplara karşı harcanmasından meydana gelir. Kinetik enerjinin azalan bu kısmı akışkan içinde ısı şeklinde yayılır. Pompa içinde meydana gelen kayıplar ileride bir başlık halinde detaylı incelenecektir. Genel olarak çarklardaveyayıcıda kanallar çok dar oldukları için sınır tabakanın rolü çok önemlidir. Sınır tabaka kalınlığı akış boyunca gittikçe artar ve belli bir mesafeden sonra sabitlenir. Sınır tabaka içindeki hareket, bilhassa statik basınçların farkından meydana

gelmektedir. Bir santrifüj pompanın çalışmasındaki ilk basamak pirimig (suni enjeksiyon) dur. Suni enjeksiyon emme borusunun muhafaza bölümünün dağıtım vanasına kadar olan dağıtım borusunun pompalanmak üzere sıvı ile doldurulması işlemidir.

Böylece pompanın bu bölümünden hava veya gaz veya buhar dışarı çıkarılır. ve hava habbesi kalmaz. Pompanın herhangi bölümündeki küçük bir hava habbesi nin oluşması bile pompanın sıvı nakilini önlediği gözlenmiştir.

Santrifüj pompa çarkında oluşturulan basıncın, temas halinde bulunan sıvının yoğunluğu ile doğru orantılı olmasından gelmektedir. Bu durumda, çark havanın bulunduğu bir ortamda döndürülürse çok düşük bir basınç meydana gelecek ve sıvı pompa tarafından ileilmeyecektir. Bu nedenle santrifüj pompanın çalıştırılmadan önce pirimig işleminin yapılması önemlidir. Suni enjeksiyondan sonra da dağıtım vanası kapalı tutulur ve elektrik motoru çarkı döndürmeye başlar. dağıtım vanasının kapalı tutulması, motorun başlatma torkunu düşürmek içindir. sıvı ile dolu muafazanın içindeki çarkın dönüşü sıvıya santrifüj basınç basan ve sıvı kütle içinde basınç artmasına neden olacak, kuvvetlendirilmiş bir vorteks meydana getirecektir. Herhangi bir noktadaki basınç artışı, açısal hızın karesi ve o noktanın dönme ekseninden uzaklığı ile orantılıdır. Bu yüzden eğer pompanın çark hızı yeterince yüksek olursa çarkı çevreleyen basınç okadar yüksek olur. Nakil vanası kapalı olduğu ve çark döndüğü sürece, muhafazadaki sıvıyı çalkalar. Nakil vanası açık olduğu zaman sıvı dışarı doğru radyal yönde akışı sağlar, böylece dış çevrimdeki çark vanalarını yüksek hız ve basınçla terkeder. çarkın gözünde radyal hareketlerden dolayı kısmi vakum meydana gelir. Bu da atmosferik basınçta kuyudan gelen sıvının emme borusundan geçerek çarkın gözlerine sıkışmasına ve böylece çarkın tüm çevresinde desarj edilen sıvının yer değiştirmesine neden olmaktadır. Çarkı terk eden yüksek basıncı, sıvıyı gerekli yüksekliğe nakil borusu ile iletmek için kullanılır. Sıvı donen çark içinden geçerken vanalardan enerji alır, bu da basınç ve hız enerjisini yükseltilmesiyle sonuçlanır. Öyleki sıvı çarkı yüksek hızla terk eder sıvının yüksek hızına karşılık elde edilen kinetik enerjinin harcanması gerekir yoksa pompa veri düşer, sıvının yüksek hızının daha düşük bir hıza kademeli olarak ayarlanması çok önemlidir. Böylece kinetik enerjinin büyük kısmı kullanılabilir basınç enerjisine dönüştürülebilir. Genelde bu muhafaza borusunun çıkan sıvının aşamalı olarak genişliyen bir hüzmeye içinde akışı şeklinde bir şekillendirilmesiyle başlar. Muhafazanın aşamalı artan kesit alanı aynı zamanda üniform hızlı bir akışı sağlamaya yardımcı olacaktır. T borusundan nakil vanasına doğru ilerlerken çarkada daha fazla sıvı eklenmektedir. Bu amaca yönelik olarak çok tipte muhafaza vardır. Kullanılan muhafaza tipine göre santrifüj pompalarda değişik tiplerde sınıflandırılırlar.

## 2.1. AÇIK KANATLI SANTRİFÜJ POMPANIN KISIMLARI

i) Çark : Seri haldeki geriye doğru kavisli bıçak ve pervanelerden donatılmış rotordur. Çarka gerekli enerjiyi sağlayan bir dış enerji kaynağı ile (genellikle elektrik motoru) birleştirilmiş bir şaftın üzerine monte edilmiştir.(a) kapalı çark (b) yarı açık çark ve (c) açık çark olarak sınıflandırılabilir. Kapalı çark pervaneleri her iki taraftan metal kapak pilakaları ile donatılmıştır. Kapalı çark sıvı için daha yol gösterici ve daha kullanışlıdır. Ancak butip çark pompalanacak sıvının safve tortulardan arındırılmış olması durumunda daha uygundur. Eğer pervanelerin sadece alt pilakası olup, üst pilakası yoksa, o zaman yarı açık tip çark olarak adlandırılır. Bu tip çarklar sıvı tortuları barındırsa dahi kullanışlıdır. Açık çark'ın ne üst plakası nede alt pilakası vardır, butip çarkları yüksek miktarda tortu ihtiva eden sıvılarda kullanıldığı zaman en az tıkanmaya maruz kalan çarklardır.

ii) Muhafaza: Çarkı çevreleyen hava geçirilmeyen şekilde sıkıştırılmış bir oda dır. Reaksiyon türbinin muhafazasına benzer.

iii) Emme borusu: En üst ucu pompanın girişine veya genelde göz olarak bilinen çarkın merkezine bağlı olan bir borudur. Emme borusunun en alt ucu sıvının pompalanacağı ve iletileceği kuyuya veya emme tankı içindeki sıvıya daldırılır. Emme borusunun en alt ucu taban valfi ve süzgeçile donatılmıştır. Sıvı önce tortuları (yaprak, tahta parçaları ve diğer atıklar) pompadan uzaklaştırmak için temin edilmiş süzgeçten geçer. Taban valfi geri dönüşü olmayan tek yönlü vaftır, sadece yukarı yönlü açılır. Sıvı vanadan yukarı doğru geçer ve vana sıvının aşağıya, yani kuyuya dönüşünü engeller.

iv) Nakil borusu: En ucu pompanın çıkışına bağlı olan bir borudur ve sıvıyı gerekli yüksekliğe nakleder. Hemen pompa çıkışının yanındaki nakil borusu üzerine sabit bir biçimde nakil vanası temin edilmiştir. Nakil vanası düzenleyici vanadır ve kapaklı tiptedir ve pompadan nakil borusuna akışı kontrol etmek için greklidir.

## 2.2. ÇARK İÇİNDEKİ AKIŞIN ETÜDÜ

Serbet akımlı bir pompada, çark içindeki akış incelenirken performansa etki eden önemli faktörlerin bilinmesi gerekir. Bu faktörler şunlardır.

- a- Giriş ve çıkış borularındaki enerji kaybı
- b- Çarkın içindeki enerji kaybı

- c- Kanatlar arasından geçerken akışın tam olarak iki boyutlu olamaması
- d- Kanatların et kalınlığı nedeniyle hız üçgenlerinin ideal durumdan farklı olması
- e- Çarkın dönme etkisi nedeniyle sıvının çarka girmeden önce dönmeye başlaması yani girişte bir dönme hızı bileşeninin doğması
- f- Akışkanı iten kanatların akışkana istenilen ivmeyi verememesidir

Yukarıda belirtilen bu faktörlerden en önemlisi ivme faktörüdür (Özerengin 1972). Bu yüzden öncelikle ivme büyüklüklerinin incelenmesi faydalı olacaktır.

### 2.3. TEĞETSEL İVME

Dönme ve sürüklenme hareketinin bileşiminden meydana gelen bir harekette, dönme dairesine teğet bir ivme doğar. Bu ivmeye Coriolis ivmesi denir.

$$a = 2 \cdot u \cdot \omega \quad (2.1)$$

olur. Burada  $u$  çevresel hız,  $\omega$  ise açısal hızdır.

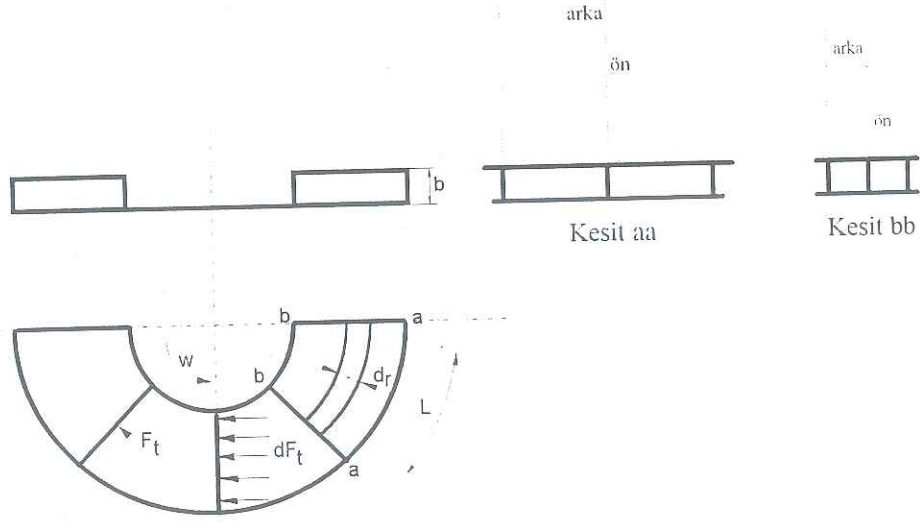
### 2.4. KANATLAR ARASINDAKİ BASINÇ DAĞILIMI

Çark kanatları arasındaki basınç dağılımını anlatabilmek için teorik bir yaklaşımla dönel çarkın hareketi esnasında kanada girmeden önce akışkana  $u_1$  çark hızına eşit bir dönme hızı veren, sabit yön verici kanatların mevcut olduğunu kabul edelim. Bu suretle girişte enerji kaybı olmaz. Dönen çark içinde girişten çıkışa doğru hareket eden akışkan iki ivmenin etkisinde kalır.

- a) Radyal ivme etkisi ile, basınç iç çevreden dış çevreye doğru artar.
- b) Teğetsel ivmenin etkisi ile bir kanadın arkasından, kanadın önüne doğru, yine bir basınç artımı doğar. Bu basınç artımı kitaplarda bahsedilen lineer ivme halindeki basınç artımının aynısıdır. Bu artımı sıvının yoğunluğuna bölerek basınç yüksekliği artımı  $h_d$  bulunur.

### 2.5. DİFERANSİYEL BASINÇ YÜKSEKLİĞİNİN DEĞERİ

İki kanat arasında kalan " $dr$ " radyal genişliğindeki bir sıvı elemanını inceleyelim.



Şekil 2.1. Çark içindeki basıncın dağılımı.

$z$  kanat sayısı olmak üzere elemanın uzunluğu

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r / z \quad (2.2)$$

Şeklinde ifade edilir.

Burada kanadın genişliği (diskler arası mesafe)  $b$  ise elemanın kütlesi

$$m = \rho \cdot L \cdot b \cdot dr \quad (2.3)$$

olur. Bu eleman  $2 \cdot u \cdot \omega$  teğetsel ivmesine sahip olduğundan suya etki eden kuvvet

$$F = m \cdot 2 \cdot u \cdot \omega$$

$$F = \rho \cdot L \cdot b \cdot dr \cdot 2 \cdot u \cdot \omega \quad (2.4)$$

olur. Bu kuvvet, elemanın  $b \cdot dr$  yüzeyine gelen basınç kuvvetleri arasındaki farka eşit olacaktır.

$$(p_2 - p_1) \cdot b \cdot dr = F \text{ ise;}$$

$$(p_2 - p_1) \cdot b \cdot dr = \rho \cdot L \cdot b \cdot 2 \cdot u \cdot \omega \cdot dr$$

$$p_2 - p_1 = 2 \cdot \rho \cdot L \cdot u \cdot \omega \quad (2.5)$$



Halbuki diferansiyel basınç yüksekliği

$$h_d = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} \text{ olduğundan} \quad (2.6)$$

$$h_d = \frac{2 \cdot L \cdot u \cdot \omega}{g} \text{ olacaktır.}$$

Diğer taraftan  $L = 2 \cdot \pi \cdot r / z$  ve  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60$  olduğuna göre diferansiyel basınç yüksekliği

$$h_d = \frac{8 \cdot \pi^2 \cdot r \cdot u \cdot n}{60 \cdot g \cdot z} \quad (2.7)$$

olarak bulunur. Görüldüğü gibi  $h_d$  diferansiyel basınç yüksekliğinin değeri ;

- Çarkın iç çevresinden dış çevresine doğru üniform olarak büyür.
- Akışın radyal hızı ( $u$ ) ile doğru, dolayısıyla debi ilede doğru orantılıdır.
- Kanat sayısı ( $z$ ) ile ters orantılıdır.
- Çarkın dönme sayısı ( $n$ ) ile doğru orantılıdır,

## 2.6. DİNAMİK ETKİ

$h_d$  çarkın dönmesi sonucunda meydana gelmekte ve kanadın sıvıyı iten yüzeyine etki etmektedir. Bu etkinin toplamına dinamik etki denir. Kanadın  $b$ .dr yüzey elemanına gelen kuvvet:

$$d_f = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot dr \quad (2.8)$$

olduğundan

$$F = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot (R_2 - R_1) \quad (2.9)$$

olacaktır. Burada Dinamik etki olayı doğrudan bir kuvvet aktarımı olayıdır.

## 2.7. KANAT MOMENTİ VE GÜÇ

Teğetsel  $dF_t$  kuvvetlerini kendi  $r$  yarı çapı ile çarparak iç ve dış yarı çaplar arasında entegrali alınırsa bir kanadın suya aktardığı moment bulunur. Bu moment ifadesi aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$M = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot dF_t = \int_{R_1}^{R_2} \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot r \cdot dr$$

$$M = 1/2 \cdot \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot (R_2^2 - R_1^2) \quad (2.10)$$

Moment ifadesi açısız hızla ve kanat sayısı ile çarpılarak suya aktarılan toplam güç bulunur.

$$P = M \cdot \omega \cdot z$$

$$P = 1/2 \cdot b \cdot r \cdot g \cdot \omega \cdot z \cdot h_d \cdot (R_2^2 - R_1^2) \quad (2.11)$$

## 2.8. BAĞIL HIZIN UNİFORM OLMAMASI

Belli bir yarıçapta, akışkanın çarka göre  $w$  bağıl hızının uniform olduğu kabul edilir. Bu düşünceye göre, bu yarı çapta toplam enerjinin değeri bir noktadan diğerine değişmesi gerekir. Çünkü basınç enerjisi, bir kanadın ardından diğer kanadın önüne doğru büyümekte ve de hız enerjisi sabit kalmaktadır. Dolayısıyla bu ikisinin toplamı olan toplam enerjinin değeri de değişmektedir. Halbuki bu yarı çaptaki her sıvı elemanı aynı teğetsel ivmeye sahip olmaktadır. Şu halde toplam enerji sabit olmalıdır. Bu iki düşünce tarzı ile elde edilen sonuçlar birbirlerini tutmamaktadır. Bu yüzden olayın çözümlenmesi için başka bir çözüm tarzı düşünülmelidir.

Yeni düşünceye göre radyal hız üniform olmamalıdır. Kanadın arka yüzeyine yakın noktalardaki bağıl hızlar, ön tarafındaki bağıl hızlardan büyük olmalıdır. Öyleki hız enerjisi farkı ile basınç enerjisi farkı birleştiğinde yarıçap boyunca toplam enerji sabit kalmalıdır. O zaman akım çizgileri kanadın arka tarafında daha sıklaşır Kovats (1962).

Yukarıda anlatılan bu sonuca başka bir yoldan da varabiliriz. Yatay bir disk üzerine, içinde su olan bir kapsül konulduğu düşünülürse disk döndürülse bile kapsülün aynı

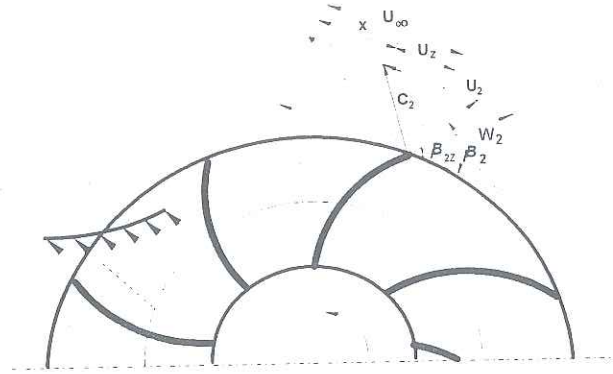
kaldığı görülür. İki kanat arasındaki sıvı çark dönüş yönüne göre ters dönüş yapar. Radyal bağıl hız ile bu ters dönüş hızının bileşimi sonucu kanadın ardında bağıl hız büyür, önünde ise küçülür Şekil 2.2.

## 2.9. HIZ DİYAGRAMLARININ DÜZELTİLMESİ

Hakiki pompalarda olduğu gibi kanatlar eğri de yapılırsa yukarıdaki düşünce ve sonuçlar yine geçerlidir. Şu halde hız üçgenlerini düzeltmek gerekir.

Kanatlar arası mesafe sonsuz küçük ise yani kanat sayısı sonsuz ise ters dönüş ve kanatlar arası hız dağılımı olmaz. Bu ideal durum için sıvı dönme hızını  $u_\infty$ , belli bir sayıdaki kanat için bu hakiki dönme hızını  $u_z$  ile gösterelim. Bu durumda akışkan kanadı,  $u_z = u_\infty - u_t$  gibi bir dönme hızıyla terk edecektir. Burada  $u_t$  hızı ters sirkülasyondan doğan hızın teğetsel bileşenidir.

Bu yüzden tüm vektör diyagramı değişmek zorundadır. Zira  $\beta_2$  açısı  $\beta_{2z}$  olur. Ayrıca şekil 2.2' de görüldüğü gibi  $\beta_{2z} < \beta_2$  olacaktır.

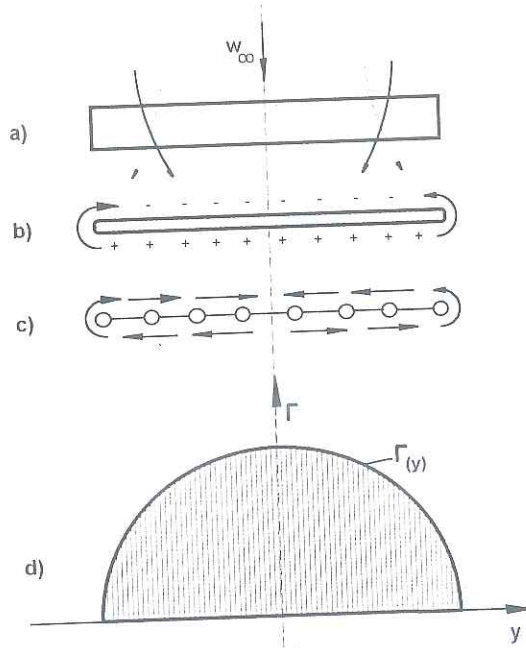


Şekil 2.2. Vektör diyagramlarındaki değişim.

Kanat sayısı belirli olan açık kanatlı çarkın çıkışındaki bu değişim aynen çark girişinde de meydana geleceği için hesaplamalarda bu tip değişmelerin göz önüne alınması gerekir.

### 3. TAŞIYICI KANAT TEORİSİNİN TEMELİ İÇİN İFADE

Albert Betz(1959) taşıyıcı kanat teorisini temel alarak, açık kanatlı çarklarda aralık etkisini hesaplamak için ifade geliştiren öncü kişilerdendir . Sonsuz uzunlukta, taşıyıcı kanatlarda kanat sonları etrafında, kanat alt yüzeyinde yüksek basınç ve kanat üst yüzeyinde alçak basınç oluşmakta ve bu yüzeyler arasında bir kısmi basınç dengesi meydana gelmektedir.. Bu basınç dengesi ile kanatlarda basınç artımı azalmaktadır. Aynı zamanda kanat alt yüzeyinden kanat alt ucuna doğru ve kanat üst yüzeyinden içeriye doğru yönlendirilmiş ikincil hareketler oluşmaktadır.



Şekil 3.1 Taşıyıcı kanatlarda düzensiz sirkülasyon dağılımında  $\Gamma(Y)$  oluşumu.

- Taşıyıcı kanadın üstten görünümü,
- Kanat alt ve üst kısmındaki basınç farkından dolayı, kanat uçlarının akışa maruz kalması,
- Kanat arka kısmında girdap oluşması,
- Sonsuz genişlikte taşıyıcı kanatlarda sirkülasyon dağılımı,

Bu ikincil hareketler düzlemsel bir savurma tabakasına benzemektedir. Savurma tabakasını oluşturmak için bir kuvvete ihtiyaç vardır. Bu kuvvete indirgenmiş direnç denilmekte olup,  $(W)$  olarak adlandırılır.

Bu durum ayrıca sürtünmesiz akışlarda oluşmaktadır. Bu kuvvete taşıyıcı kanadın ileri hareketinde ayrıca profil direncide ilave edilmelidir. Yapılacak hesaplama aşağıdaki sonuçları verir.

### 3.1. SİRKÜLASYON DAĞILIMI $\Gamma(Y)$

Sonsuz sayıdaki taşıyıcı kanatlarda sirkülasyon bütün kanat uzunluğu boyunca sabit değildir. Bilakis kanat sonlarına doğru azalmaktadır.

Kanadın iki yüzeyi arasındaki basınçların farklı olmasından dolayı hız dağılışı da farklıdır. Kanadın üzerinde herhangi bir noktada  $w_\infty$  hızı  $\Delta w''$  kadar azalmış buna karşı sırt üzerinde  $\Delta w'$  kadar artmıştır. Bu hız farklarının neticesi  $\Delta w'$  den  $\Delta w''$  'ye doğru  $u_u$  dönme hızının oluşmasına neden olur. Bu hızın sonucu

$$\Gamma = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot u_u \quad (3.1)$$

şiddetinde bir sirkülasyon akışı meydana gelir. Bu sirkülasyon akımıyla ilgili Schulz(1977) denklemleri önerilmiştir. ( $\Gamma$ ) sirkülasyon dağılımı bir girdap ipçğine koyularak aynı sonuç elde edilir.

Kanatta oluşan sirkülasyon kuvveti

$$\mathbf{F} = \rho \cdot \Gamma \cdot \mathbf{W}_\infty \cdot \mathbf{b} \quad (3.2)$$

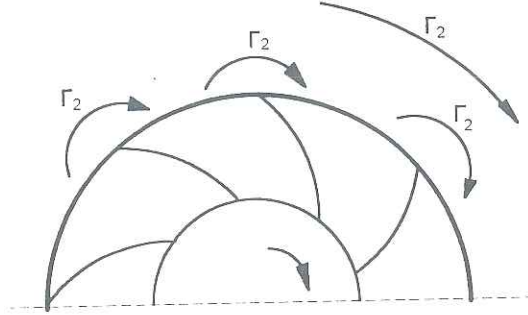
veya sirkülasyon dağılımı

$$\Gamma = \pi \cdot W_\infty \cdot L \cdot \sin\delta \quad (3.3)$$

olur. Schulz(1977) teoremine göre bir plak etrafındaki sirkülasyon dağılımı hücum açısının ve hızının fonksiyonudur. Farklı noktalarda basıncın ve hızın değişiminin analizi çok karışıktır. (1)

(1) Bu konuyla ilgili detaylı bilgi edinmek için "M. Sédille. Essai d'une théorie Moderne des Turbo-Machines. Bulletin Technique de la Société Rateau. 1946 No:1" kitabına bakılabilir.

Elektriksel veya mekanik ölçümler yapılmak suretiyle kanatların etrafındaki sirkülasyonun rolünü kolayca anlamak mümkündür. Aşağıdaki şekilde kanatların etrafındaki sirkülasyon dağılımı görülmektedir.



Şekil 3.2. Çark kanatları etrafındaki sirkülasyon dağılımı.

### 3.2. YÜKSELME (A)

Kanat uzunluğuna göre, sirkülasyon dağılımı  $\Gamma(Y)$  entegre edilirse sonsuz uzunlukta taşıyıcı kanadın yükselme miktarını elde ederiz. Eğer bir kanat etrafındaki sirkülasyon  $\Gamma(k)$  ve kanat sayısı  $z$  ise bu çarkın önünde, arkasında ve kanat etrafındaki sirkülasyonların farkı;

$$Y_k = \frac{1}{2} \cdot C_a \cdot L \cdot z \cdot n \cdot W_\infty \quad (3.4)$$

$$\Gamma_z = \frac{\Gamma_2 - \Gamma_1}{z} \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilir. Eğer akışkan çarka ilk dönmesiz olarak giriyorsa  $\Gamma_1 = 0$ , bu durumda

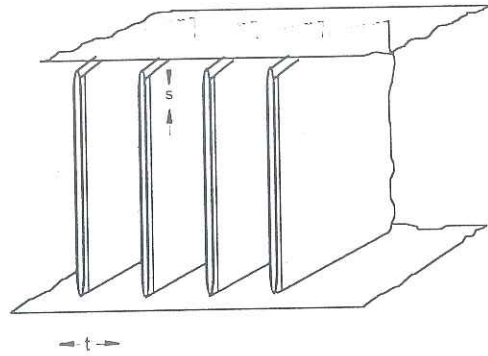
$$\Gamma_2 = z \cdot \Gamma_z$$

olur. Kanat sayısı belli olan çarklarda  $\Gamma_z$  sirkülasyonu çevrede kanat çıkış hızının uniform olmamasına neden olur. Ancak bu hız muayyen bir mesafede uniform olur. Bu yüzden  $\Gamma_z$  bir ortalama değer alır.

### 3.3 İNDİRGENMİŞ DİRENÇ (W)

Sirkülasyon dağılımından yükselme miktarı bulunabileceği gibi indirgenmiş direnç de bulunabilir. Betz (1959) aynı yolu açık kanatlarda aralık kayıplarının hesaplanmasında uygulamaktadır. Bu nedenle taşıyıcı kanadın modeline iki nokta daha eklenmesi gerekir.

- Taşıyıcı kanat sonunda  $s$  kadar mesafede sabit bir duvar bulunmaktadır.
- Bilakis taşıyıcı kanatlardan oluşan bir kafes sistemi kabul edilecektir. Bu taşıyıcı kanatlar sabit kalan bir ( $t$ ) mesafesi ile sıralanmaktadır.



Şekil 3.3. Aralık genişlik Parametresi ( $s$ ) ve Kanat aralığı ( $t$ ) nin parametresine bağlı olarak kanat kafesinin durumu.

Bu şekil elde edilen kanat kafesi için Betz (1959) sonsuz taşıyıcı kanattaki sirkülasyon dağılımı  $\Gamma(Y)$  hesabına benzer hesap yönteminden yola çıkarak her bir kanat için yükselme miktarı ( $A$ ) ve indirgenmiş direnç ( $W$ ) yi aralık genişliğine bağlı olarak hesaplamıştır. Yükselme miktarından, aralık genişliğine bağlı olarak kanat işini aşağıdaki bağıntılardan hesaplamak mümkündür.

$$Y_k = \frac{1}{2} \cdot C_a \cdot L \cdot z \cdot n \cdot W_\infty \quad (3.6)$$

burada

$$C_a = \frac{A}{\rho \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \cdot L \cdot b} \quad (3.7)$$

alınırsa ifade aşağıdaki şekli alır.

$$Y_k = \frac{A \cdot z \cdot n}{W_{\infty} \cdot \rho \cdot b} \quad (3.8)$$

Kanatlarda oluşan enerji kaybı indirgenmiş direnç  $W_i$  ile kanat kafesindeki ortalama bağıl hızın ( $w_{\infty}$ ) çarpımı sonucu elde edilir. Burada dikkat edilmesi gereken husus kanadın arkasında oluşan savurma yüzeyini meydana getirebilmek için gerekli olan enerjinin ilk önce hesaplanması gerekir.

Fakat burada diğer bir düşünce tarzı ise, savurma yüzeyinde bulunan kinetik enerjinin gerçek akışta, bir kısmı pompa tarafından ısıya dönüştürülür.

Bütün kanatlar için toplam enerji kaybı

$$E_{kt} = z \cdot W_i \cdot w_{\infty} \quad (3.9)$$

Burada

$W_i$  : İndirgenmiş direnç (kgm/s)

$w_{\infty}$  : ortalama bağıl hız (m/s)

$z$  : kanat sayısı

Elde edilen enerji kaybı  $E_{kt}$ , kütleli debiye (m) böldüğümüz zaman özgül aralık kaybı  $h_{kar}$  elde edilir.

$$h_{kar} = \frac{w_{\infty} \cdot W_i}{m} \cdot z \quad (3.10)$$

)

bulunur. Bu ifade  $z$ ,  $w_{\infty}$  ve  $m$  normal olarak bilinmektedir. Ancak burada zorluk indirgenmiş direncin ( $W_i$ ) nin belirlenmesindedir. Bunun için Betz (1959)  $W_i$  nin hesabı için denklem önermiştir. Ancak bu denkleme göre hesaplanan aralık kaybı  $h_{kar}$  gerçekten gözlenen kayıplardan çok büyüktür.

Hesaplanan ve ölçülen değerler arasındaki sapmaların iki nedeni vardır. Birincisinde, Betz(1959) hesaplamalarında sürtünmesiz akımı göz önünde bulundurmaktadır.



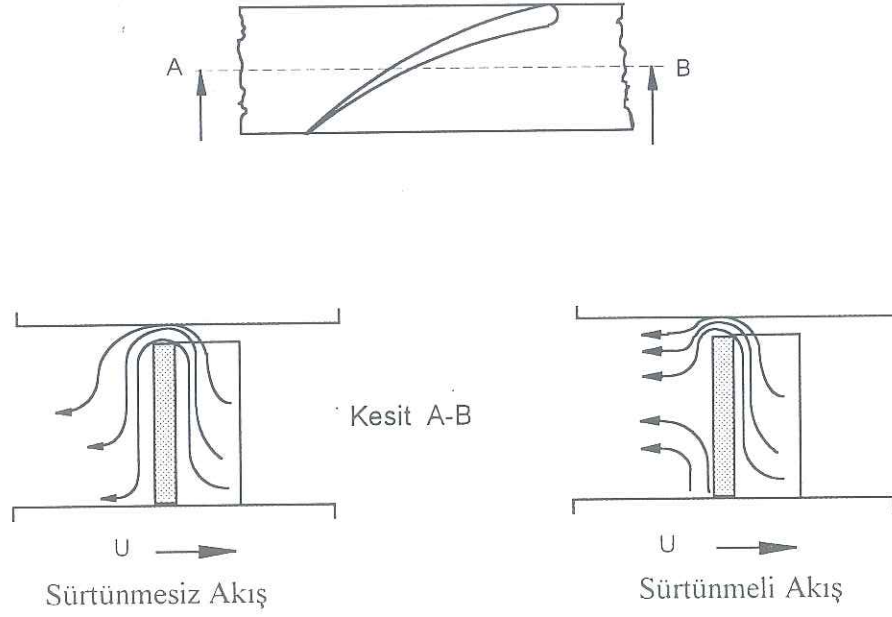
İkincisinde ise denklemlerde bir takım kabuller yapmıştır. Bir matematik işlem için ilave olarak sürtünmesiz akımlar için bir takım kabuller ve başka sadeleştirmeler yapılabilir. Bu kabuller aşağıda açıklandığı gibidir

- 1) Aerodinamik taşıyıcı kanat teorisinde elde edilen sonuçları problemde uygulayabilmek için kafeslerde meydana gelen yönlendirmenin küçük olduğu.
- 2) Kanat genişliği ( b ) boyunca bir eliptik sirkülasyon dağılımının  $\Gamma$  y olduğu
- 3) Kanadın aralık bölgesinde aradaki açıklığın sonsuz küçük olduğu .
- 4)- Kanatların oldukça dar olduğu yani  $\frac{t}{b} = \frac{\text{kanat bölünmesi}}{\text{kanat genişliği}}$  ilişkisinin küçük olduğu, kabul edilmektedir Epling(1981).

Bu sadeleştirmeye rağmen sürtünmesiz akımlarda bile bu hesaplamaların sonucu sadece belirli aralıklar için geçerlidir.

Sürtünmeli akımlarda ise birçok seri etken faktörler ilave edilmelidir. Fakat bunlar potansiyel teoride dikkate alınmaz. Dean(1960) de bu etkileri ayrıntılı olarak göstermiştir. Bu etkileri kısaca aşağıdaki gibi özetleyebiliriz.

- i) Aralıkta oluşan sürtünmeden dolayı kanat alt ve kanat üst tarafları arasında basınç dengesi tam değildir. Potansiyel teorisinin kabul ettiği gibi kanatlarda basıncın arttığı, kanat uçlarına doğru sıfır değerine düştüğü kabul edilmektedir. Teorik olarak beklenenin aksine kanat işi artan aralık genişliği ile daha az azalma gösterir. Aralıkta oluşan sürtünmeyi teorik hesaplamak mümkün değildir. Bu yüzden hesap yapmak zorlaşır.
- ii) Kanadın emme tarafından mile doğru oluşan basınç artımı kanat içinde akış oluşmasına neden olur. Ancak kanadın emme tarafında oluşan aralık akımı yeterli enerjiye sahip olmamaktadır. Bu nedenle aralık akımı, kanat sonunda belirli bir mesafede kanat yüzeyinden ayrılmaktadır.



Şekil 3.4. Kanat ucunun ikincil akımda maruz kaldığı akışın durumu.

iii) Açık çarklarda olduğu gibi kapalı çarklarda da kanat kanallarında ikincil akımlar oluşmaktadır. Bu ikincil akımlar kanat üst yüzeylerinin hız ve basınç dağılımlarına etki etmektedir.

Yukarıda anlatılan nedenlerden dolayı Potansiyel teoride hesaplama aralık etkisini sayısal olarak doğru bir şekilde vermez. Fakat aralığa etki eden temel olayları açıklama imkanı verir. Nitekim potansiyel teoriye dayanarak ortaya atılan değişik denklemler gerçek sonuçları verememektedir.

#### 4. DÖNEN ELEMANLARA ETKİ EDEN KUVVETLER

##### 4.1. AĞIRLIK

Dönen elemanların tamamı mil, çark, kavrama veya kayış kasnak mekanizmasının ağırlığı yataklar tarafından karşılanır. Genellikle simetrik dönen parçaların ağırlığının az olmasına dikkat edilir. Bu yüzden pompa imalatında hafif malzemeler tercih sebebidir. Ancak içten yanmalı motorlarda kullanılan çarklarda kır dökme demir kullanılmaktadır.

##### 4.2. DEĞİŞKEN YÜKLER

#### 4.2.1. DİNAMİK

İmalat sırasında çarkın dinamik balansı iyi yapılmamış ise veya korozyon ve başka sebeplerle zamanla bozulursa santrifüj kuvvetlerin etkisiyle milde değişken yükler etkir. Eksantriklik ne kadar büyükse bu kuvvetler o oranda büyür. Çarkların kullanılacakları yere bağlanmadan balans kontrollerinin yapılması faydalı olacaktır.

#### 4.2.2. MEKANİK

Kayış iyi merkezlenmemiş, kavramalar dengesiz, gövdede şekil değişmesi gibi etkenler sistemde ek kuvvetlerin doğmasına neden olur. Özellikle içten yanmalı motorlarda pompa ile elektrik jeneratörünü döndüren kayışın aşırı gerilmesi pompa miline ek bir kuvvetin gelmesine sebep olur.

#### 4.2.3. HİDROLİK

Çark çevresi boyunca basınç dağılımlarının düzenli olmaması dolayısıyla mil üzerine etki eden değişken kuvvetler oluşabilir Pompanın gövdesi debinin normal çalışma şartları için boyutlandırılmıştır. Bu normal çalışma şartlarında bir ek kuvvet yok iken debinin artması veya azalması halinde yeni kuvvetler meydana çıkar.

### 5. AÇIK KANATLI SANTRİFÜJ POMPADA İTME

Bir radyal çark üzerine tesir eden itme kuvvetleri şunlardır .

1- Arka yüzey üzerinde esas itibari ile  $p_2$  basıncı tarafından meydana getirilen ve diskin arka yüzeyindeki akışkanın dönmesi ile içeri doğru  $\Delta p$  kadar azalan basınç sonucu oluşan itme kuvveti emme ağızı tarafına doğru yönelmiştir.

2- Hareket miktarının değişmesinden doğan  $\rho \cdot u_0^2 \cdot A_0$  itmesi basma tarafına doğru yönelmiş olup  $A_0$  giriş alanına tesir eder.

#### 5.1. EKSENEL İTME

Yukarıda sözü edilen basınç değerleri :

$$p_2 = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2 - w_2^2 + w_1^2) \quad (5.1)$$

veya

$$p_2 = \rho \cdot g \cdot \left( H - \frac{g \cdot H^2}{2 \cdot \eta_h \cdot u_2^2} \right) = \rho \cdot g \cdot H \cdot \left( 1 - \frac{\Psi}{4 \cdot \eta_h} \right) \quad (5.2)$$

Hidrolik çarklardaki yük kayıpları ve basınç düşüşleri aşağıdaki denklemlerle tayin olunur.

$q_f'$  kaçak debiyi göstermek üzere

$$q_f' = \mu_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta p_2}{\rho}} = \mu_0 \cdot \pi \cdot D_0' \cdot S_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta p_0}{\rho}} \quad (5.3)$$

olmalıdır Koavats/Desmur(1968). Bu denklemden

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_0} = \left[ \frac{D_0' \cdot S_0 \cdot \eta_0}{D_2 \cdot S_2 \cdot \mu_2} \right]^2 \quad (5.4)$$

$$\Delta p_{w1} + \Delta p_0 = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}{\Delta p}} \cdot p_2$$

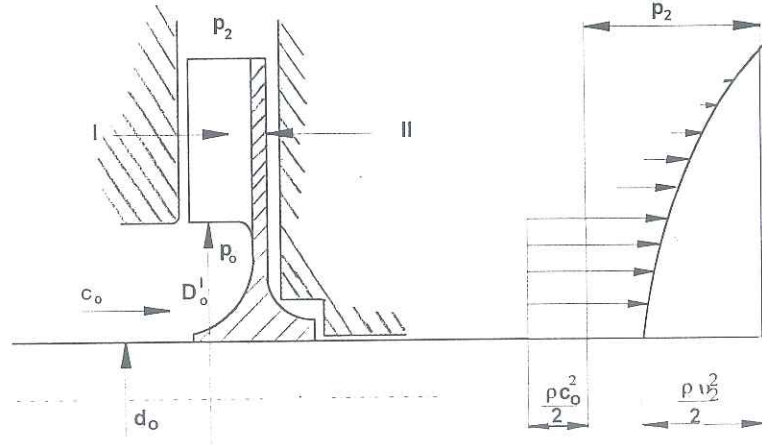
$$\Delta p_2 = \frac{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}{1 + \frac{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}{\Delta p}} \cdot p \quad (5.5)$$

$$\Delta p_{w1} = \rho \cdot \left( \frac{u_2^2 - u_0'^2}{8 \cdot g} \right) \quad (5.6)$$

$$\Delta p_{w1} = \rho \cdot \left( \frac{u_2^2 - u_0'^2}{8 \cdot g} \right) \quad (5.7)$$

Bu hesaplarda şekil 5.1'de görülen çarkı çevreleyen I ve II hücrelerinde, sıvı kütlelerinin (dış gövde hareketsiz olduğu için) çarkın açılma hızının yarısına eşit bir hızla

blok halinde döndüğü kabul edilmiştir. Bu deneylerle ispatlanmıştır Schulz-Grunow (1935).



Şekil 5.1. Açık kanatlı bir çarkta aksenal itme.

Bir paraboloidin hacminin aynı dış çapta ve aynı yükseklikte bir silindirin hacminin yarısına eşit olduğu göz önünde bulundurularak, aşağıdaki ifade bulunur.

$$F_e = \left( \frac{\pi}{4} \right) \cdot \left[ (D_2^2 - D_0'^2) \cdot \Delta p_2 + (D_0' - d_0) \cdot Z \right] \quad (5.8)$$

$$Z = \left[ p_2 - \Delta p_{w1} - \rho \cdot (u_0' - u_0)^2 / (16 \cdot g) - \rho \cdot c_0^2 / g \right]$$

### 5.1.1. DİNAMİK İTME

Ön kapağı olmayan bir radyal çarktaki aksenal itme giriş ağzı tarafındaki basınç dağılımının hemen hemen lineer kaldığı kabul edilerek hesaplar yapılır.

Çark tarafındaki itme bu halde, yüksekliği  $p_2$  ve tabanı  $D_2 - D_0'$  olan üçgenin eksen etrafında döndürülmesiyle meydana gelen hacime tekabül eder.

Şekil 5.1.' de görülen açık kanatlı bir çarkta emme tarafına yönelmiş olan aksenal itme kuvveti aşağıdaki yaklaşık formülle hesaplanabilmektedir.

$$F_e = \left( \frac{\pi}{4} \right) \cdot \left[ P_2 / 3 \cdot (D_2^2 + D_0'^2 + D_2 \cdot D_0') - D_2^2 \cdot \rho \cdot u_2^2 / (16 \cdot g) - K \right] \quad (5.9)$$

$$K = \left[ (D_0'^2 - d_0^2) + (D_0' - d_0) \cdot \rho \cdot c_0^2 / g \right]$$

Radyal bir çarkta merkez doğrultusundaki itme kuvvetleri eğer çark bir difüzörle çevrilmişse, bütün akış rejimlerinde birbirlerini dengelerler. Şayet çarktan çıkan akışkan bir salyangoza giriyorsa durum böyle değildir.

Üretilen basma yüksekliği salyangozun hesap edildiği yükseklikten büyükse, çarktan çıkışta alanlar kanununa uymaz. Zira  $c_{u3}$  daha yüksektir ve debi ( dolayısıyla  $c_{m1}$  ve  $c_{son}$  ) hesaplardaki  $(k_f / \psi)$  değerine tekabül eden değerlerden daha küçüktür.

$$\frac{S}{R} = 4 \cdot \frac{k_f}{\psi} \cdot D_2 \cdot \eta_h \quad (5.10)$$

Bunun sonucu olarak salyangozun  $0^\circ$  ile  $180^\circ$  arasındaki birinci kısmında basınçlar normal değerlerinden daha küçük buna mukabil salyangozun  $180^\circ$  ile  $360^\circ$  arasındaki ikinci kısmında yani hızın  $c_{son}$  değerine kadar yavaşlatıldığı kısımda daha büyük değerlere sahiptir.

Öyleki bu durumda bir darbe tesiri gelir . Bu uyuşmazlığın sonucu salyangoz diliminden itibaren  $90^\circ$  doğrultuda , radyal bir itme söz konusudur. Aksine debi proje değerinden daha büyük basma yüksekliği daha küçük olduğu zaman radyal itme karşı doğrultuda  $270^\circ$  de meydana gelir.

$F_r$  ile göstereceğimiz radyal itme

$$F_r = c_r \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot H_x \quad (5.11)$$

Eşitliği ile verilir. Burada

$H_x$  : Çark çıkışındaki basınç msY olarak.

$D_2$  : Çark çıkış çapı

- $b_2$  : Çarkın net genişliği  
 $C_r$  : Nümerik bir katsayıyı göstermektedir.

$C_r$  katsayısı

$$c_r = (0.35 / 0.5) \cdot [1 - (Q_x / Q)^2] \quad (5.12)$$

İfadesiyle hesaplanır. Genel olarak  $c_r$  katsayısı 0,36 civarındadır.

### 5.1.2. STATİK İTME

Hareketsiz olan yandan girişli bir çarka gelen hidrolik itmeyi incelemek için çarkın her tarafının kapalı olduğunu, böylece çarka su girmediğini ve çarkın verdiği değerde bir basıncın başka bir pompa tarafından gövdeye uygulandığını kabul edelim. Bu durumda çark ve akışkan hareketsiz olup çarka etki eden kuvvetler çarkın yan disk yüzeylerine gelen basınç kuvvetleridir.

( $d_0$ ) mil çapı, ( $d_1$ ) çark giriş çapı, ( $d_2$ ) çark çıkış çapı olmak üzere Çarka ait diskin arka ve ön yüzeylerine gelen basınç kuvvetleri birbirlerini yok ederler. Karşılığı olmayan alana gelen kuvvetin değeri;

$$F_s = \rho \cdot g \cdot H \cdot (\pi / 4) \cdot (d_1^2 - d_0^2) \quad (5.13)$$

Şeklinde olacaktır. Bu kuvvet statik haldeki eksenel itme kuvvetidir.

Şimdi basınçlar aynı kalmak şartıyla, Çarkın kendi dönme hızıyla döndüğünü düşünelim. Diskler ile pompa gövdesi arasında kalan boşluktaki akışkanın durumunu inceleyelim.

Bu durumda disk ile temasta olan akışkan elemanları disk hızıyla hareket edecek, hareketsiz gövde ile temasta olan akışkan elemanlarının ortalama hızı bu yarı çapta çark dönme hızının yarısına eşit olacaktır. Bu olay potansiyel vorteks olayının bir eşidir. Neticede aralığın her noktasındaki basınçlar çark ve akışkan hareketsiz halde iken bulunan basınçlardan daima küçük olacaktır.  $r_2$  ve  $r_1$  yarıçapları üzerindeki iki nokta arasında basınç azalması,

$$h = (\omega^2 / 2 \cdot g) \cdot (r_2^2 - r_1^2)$$

olur. Bu iki nokta arasındaki basınç farkını  $\Delta p$  ile gösterirsek aşağıdaki eşitlik bulunur.

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h = (\rho \cdot \omega^2 / 2) \cdot (r_2^2 - r_1^2)$$

Halbuki  $r_2$  yarıçapındaki akışkanın ortalama dönme hızı  $(\frac{u_2}{2})$  kabul edildiğine göre  $\omega = \frac{u_2}{2 \cdot r_2}$  olup  $\Delta p$  eşitliği aşağıdaki hale gelir.

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot u_2^2}{8} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2} \quad (5.14)$$

Şu halde  $r$  yarıçaplı ve  $d_r$  enindeki dairesel halkada basınç azalmasından meydana gelen kuvvet azalımı:

$$dF = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot d_r \cdot \Delta p$$

$$dF = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot d_r \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{8} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2}$$

olacaktır. Bu kuvvet  $r_0$  ile  $r_1$  arasında entegre edilirse zorunlu vorteks hareketinden dolayı dengelenmemiş aksenal kuvvetlerin azalması bulunur.

Dengelenmemiş statik kuvvet  $F_s = \rho \cdot g \cdot H \cdot \pi (r_1^2 - r_0^2)$  şeklinde tanımlandığına göre, sonuç olarak toplam aksenal itme:

$$F_{ST} = F_s - F$$



$$F_{ST} = \rho \cdot g \cdot H \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) \cdot \rho \cdot \pi \cdot u_2^2 / 8 \cdot (r_1^2 - r_0^2) \cdot [1 - (r_1^2 + r_0^2) / 2 \cdot r_2^2]$$

$$F_{ST} = \rho \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) \cdot [g \cdot H - u_2^2 / 8 \cdot (1 - (r_1^2 + r_0^2) / 2 \cdot r_2^2)]$$

(5.15)

bulunur. Gerçek pompada gerçek çarkın doğurduğu basıncın gövdedeki değeri yukarıda anlatılan teorik durumdan oldukça farklı olmakla beraber yukarıdaki formülü ön hesaplar için kabul edilir. Bir emniyet payı olarak formülde H yerine efektif basınç yüksekliği  $H_e$  alınır.

Bundan başka mile gelen statik aksenal hidrolik itmeyi etkileyen iki faktör daha vardır. Deneyler gösteriyor ki bu etkenler çarkın pürüzlülüğü nedeniyle dönen disk yüzeyinin, çarkla gövde arasında kalan akışkan parçasına aktardığı hız ve bu aralığın büyüklüğüdür.

Çark içinde akışkan elemanları yön değiştirdikleri için momentum değişiminden aksenal bir itme doğar. Elemanları kendi orjinal yönlerinden çevirmek için bir kuvvetin mevcut olması gerekir.

Bütün rotodinamik pompaların temel prensibi akışkanın teğetsel hız bileşenini değiştirmektir. Akışkanı sürükleyen kuvvetler silindirik kanatlar sayesinde elde edilir. Bu durumda kuvvetin aksenal bileşeni de yoktur.

Sonuç olarak değişik aksenal itme hallerini başlıca iki grupta toplayabiliriz. Statik aksenal itmeler, pompanın verdiği basınç yüksekliğine ve dinamik itmelerde pompanın debisine bağlı olmaktadır. Konstrüksiyon bozukluklarından ileri gelen yükler ise önceden tahmin edilemez. Şu halde yataklara gelen kuvvetler pompanın görevine göre çok değişik değerler almaktadır. Bu değerler büyük olduğu taktirde bunların dengelenmesi gerekir.

## 6. LİTERATÜR TARAMASI

İncelemiş olduğum açık kanatlı sirkülasyon pompaları olup bu pompaların daha önceki literatür araştırmalarında açık kanatlı düz, öne eğik, geriye eğik çarkların belli bir teorik ve deneysel çalışmaların yapıldığı gözlenmiştir. Gözlemler sonuçlarında elde edilen açıklamaların doğrultusunda bir deney düzeneğinden elde edilen neticeler ileride anlatılmaktadır.

Literatür taraması kapsamına giren tüm aralık kaybı problemleri aksel ve radyal makinaları, kopresörleri kapsar.

Yapılan literatür taramasında yayımlanan makaleler, dergiler, tezler, seminerler ve ders kitapları içeriğinde bulunan bilgiler seçilerek toparlanmıştır. Makaleler kendi aralarında teorik ve deneysel olmak üzere ayrılacaktır.

- I. Çark kanatlarının incelenmesi.
- II. Aksel makinalar üzerinde inceleme.
- III. Radyal makinalar üzerinde inceleme.



Teorik olarak aralık probleminin çözümünün çalışması Betz(1959) tarafından yapılmıştır. Taşıyıcı kanat teorisi temel olarak açık kanatlı çarklarda aralık etkisini hesaplamak için ifade geliştiren öncü kişilerdendir. Hürlihan'da Bentz'in hesaplarını genel durumlar için geliştirmiştir. Yakın zamanda'da Lakshminarayana (1986) bu konu ile ilgili çalışmalar yapmıştır.

Deneysel incelemelerde ise değişik yazarlar farklı aralık genişliklerinde tek kanatları ve kanat keşiflerini incelemişlerdir. Almanca olarak yapılan çalışmalarda Biehl (1981)'nin ve Habel (1980)'in çalışmaları bilinmektedir. İngilizce olarak yazılmış literatürler ise Balje (1981), Dunham (1974), Harlok (1996), Worster (1963) ve Senoo (1984)'nin yayımlarıdır.

İncelenen makinalar üzerinde yapılan ölçümlerin en büyük kısmı aksel yapı türüne sahip makinalar üzerinde yapılmıştır. Burada çoğunlukla, aksel sıkıştırma kademeleri kullanılmıştır.

Bu tip ölçümleri, Cyrus(1985), Das/Jiang(1984), Jackson(1986), Spencer(1955) ve Stampa(1971) gerçekleştirmiştir.

Ölçüm sonuçlarına dayanarak, Cordes(1963), aralık etkisini hesaplamak için bir amprik hesaplama yöntemi vermektedir. Eksenel pompalar üzerinde, incelemeler, Aschenbrenner(1965) ve Scheer(1958) tarafından yapılmıştır.

Lakshminarayana / Pandya(1983) Yaptıkları çalışmada Turbo makinalar üzerinde yaptıkları 2 ayrı denemede eksenel akışta aralık boşluğunun etkilerini incelemişlerdir. Özellikle Radyal makinalarda, genellikle her durumda radyal pompaların incelenmesi söz konusudur. Buna benzer yapılan çalışmalar şunlardır.

Wood/Welna/Lamers (1965) Radyal pompalarda aralık etkisini, Falsom çok kademeli sondaj delme pompalarında, aralık etkisini incelemiştir. Rutschi(1968) ise kendisinin imal etmiş olduğu, ısıtmalı çarklı pompa deney seti üzerinde yapmış olduğu incelemeleri yayınlanmıştır. Wesche(1980) bir yan eksenel spiral gövdeli pompa üzerinde, ölçümler yapmıştır.

Kely/Wood/Marman(1963) bir çok orta ve yüksek devirli yüksek emme kabiliyetli sıvı metalleri iletmek için yapılan pompaları incelemiştir. En son olarak Gostelow(1984)' un ve Korcian(1985)'nin yayınları bilinmektedir. Bettner / Elrod (1983) özel olarak aralığın incelenmesi için yapılmış bir deney pompasını incelemiştir.

Plutecki(1968) basit bir seri pompa üzerinde, yapılan deneyleri büyüklüğe ve özgül devir sayısına bağlı olarak, gerçekleştirilmiştir.

Açık çarklarda aralık etkisinin hesaplanması ile ilgili bilgileri Traupal(1982), Kowats/Desmur(1968), Gckert/Schnell(1980) ve Pfledere/Peterman(1986)'nin yayınlarında bulunmaktadır.

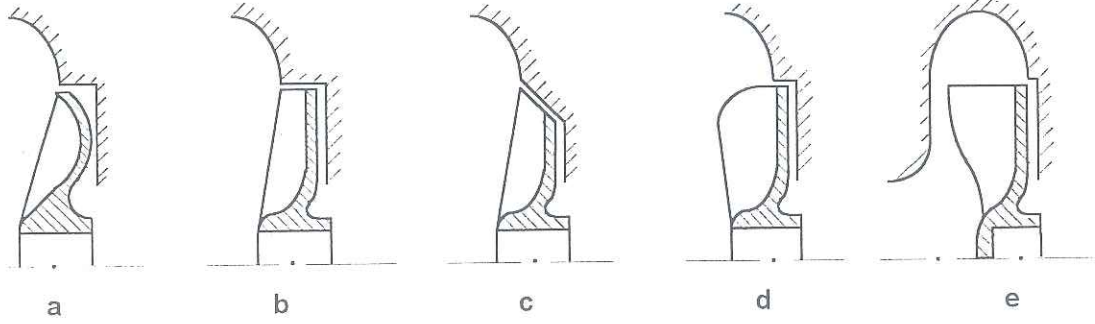
Yazarlar bu eserlerinde, aralık kaybını, veya basınç sayısı değişimini yahut verimin değişik aralık genişliklerinde, hesaplanması için somut eşitlikler vermektedir. Aynı şekilde, diğer yazarlarında, değişik denklemleri mevcuttur.

Bu bilgilere göre verilen denklemlerin, sadece büyük makinalardaki ( $D_2 > 100$  mm) aralıklar için geçerli olduğu belirtilmektedir.

## 8. ETKİ TARZI

### 8.2.5. KANAT YAPI BİÇİMLERİNİN ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

Son yıllarda, piyasaya değişik yapı biçimlerinde, açık kanatlı pompalar sürülmüştür. Şekil 8.1'de görülen serbest akımlı pompaların en tanınmış olanlarıdır. Ocak 1954 yılında Los Angeles Sağlık Bakanlığı'nda ilk Wemco serbest akımlı pompa imal edilmiştir. Bunun çarkı Şekil 8.1.a'ya uymaktadır.



Şekil 7.1. Değişik kanat biçimleri.

Ancak Avrupada Egger - Tura pompaları Şekil 7.1.b. en yaygın kullanılan pompa tipidir. Bu modelde göze çarpan esas özellik; çark çıkışındaki ortak merkezli bir sınırlamanın olmasıdır. Böylece sirkülasyon akımının zorlanacağı ve bunun sonucu olarak normal bir santrifüj pompaya oranla, Wemco pompalarının veriminin artırılması düşünülmüştür.

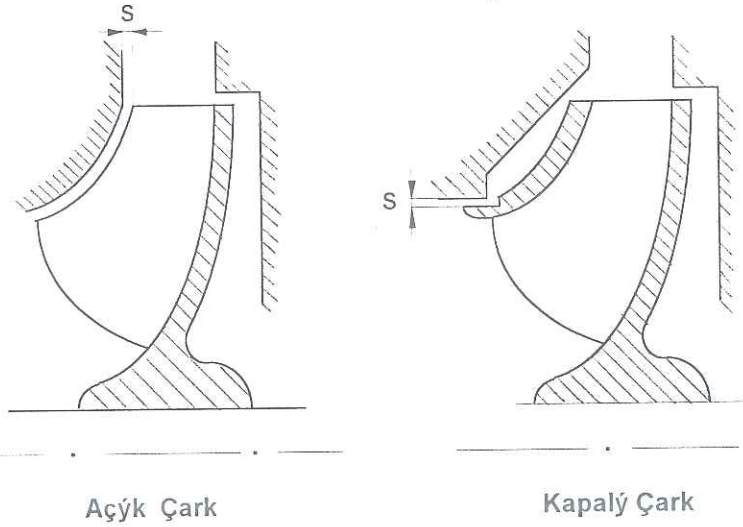
Şekil 7.1.c. ve Şekil 7.1.d.'de yeni model pompalar gösterilmiştir. Şekil 7.1.c. ve Şekil 7.1.d. 'deki çark çıkışındaki bükülme ve eğilme, sıkışmanın önlenmesi için düşünülmüştür. Bu son yapı biçiminde çark gövdeden ön tarafa alınmıştır. Şekil 7.1.e yapı biçiminde ( Allis - Chalmers ) kanatlar çıkışının yanından tekrar kanat ucunu gövde cidarının emme bölgesine götürmüştür. Böylece daha iyi bir verim elde edilmiştir. Bu tip çarkın kanat sayısı azdır. Dolayısıyla kanat aralıkları fazladır. Böyle bir pompada, debi 100 lt/sn ve basma yüksekliği 16.5 mSY civarındadır.

## 8. ARALIK KAYIPLARI

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.

Akım makinalarının çark ve gövde arasındaki aralık bölgeleri farklı şekillere sahiptir. Ancak genelde uygulamada en çok karşılaşılan 2 farklı yapı türü mevcuttur. Bu yapı biçimi şekil 9.1'de görülmektedir.



Şekil 8.1. Açık ve kapalı radyal çarkların yapı şekli.

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

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 ( $\dot{m}_{ar}$ ) ile özgül kanat enerjisinin ( $Y_k$ ) çarpımı ile hesaplanır.

$$P_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot Y_k \quad (8.1)$$

ve hidrolik verim:

$$\eta_h = \frac{Y}{Y_k} \text{ ise}$$

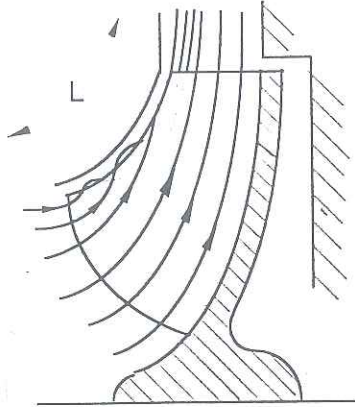
Aralık güç kaybı:

$$P_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot \frac{Y}{\eta_h} \quad (8.2)$$

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

$$Y_{ar} = \frac{P_{ar}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}} \cdot \frac{Y}{\eta_h} \quad (8.3)$$

bulunur. Açık çarklarda bu eşitlikler daha karmaşıktır. Bu tip çarklarda bir aralık akışı söz konusudur. Fakat bu seferde çarkın basma tarafından emme tarafına doğru akış hareketi çarkın açık yüzeyindeki akış hareketi nedeniyle azaltılmaya çalışılmakta, sonuçta aralık akışı da emmeden basmaya doğru olmaktadır. Bu aralık akışı teorik olarak tüm çark uzunluğu ( $L$ ) boyunca cereyan etmektedir.



Şekil 8.2. Meridyen kesite göre açık çarklarda aralık akışı.

Bir bölgede farklı kuvvetler oluşmuş ise orada aralık akışı beklenebilir. Çünkü kanatın basınç tarafındaki ve emme tarafındaki basınç kaybı bulunduğu yere bağlı değildir. Aynı olay debi içinde geçerlidir. Çünkü ilgili aralık bölgeleri debinin akışına karşı koymaktadır. Debi ise kanat kuvvetine bağlıdır.

Kapalı çarklara nazaran açık çarklarda aralık debisi net bir şekilde sınırlandırılmaktadır. Değişik literatürlerde olduğu gibi açık çarklarda hacimsel aralık debisinden ( $Q_{ar}$ ) bahsetmek anlamsızdır. Ayrıca açık çarklarda oluşan aralık debisinin sabit bir enerjiye sahip olup olmadığını bilmemiz mümkün olmadığı gibi bu enerji içeriğinin hangi kısmının kayıp olarak göz önüne alınabileceği hakkında açıklama yapmak mümkün değildir.

Bu sebeplerden dolayı, açık çarklarda hacimsel debinin bir kısmının sahip olduğu enerjinin dışarı doğru aralık kaybı olarak azaldığı düşüncesini bırakmamız gerekir.

Açık çarklarda oluşan aralık kayıplarını tanımlamaya çalışan teori, şimdi başka bir teori ortaya sürmektedir Lakshminarayana (1970). Bu teorenin esasını aerodinamik taşıyıcı kanat teorisi oluşturmaktadır. Bu teoriye göre sonsuz uzunluktaki kanat üzerinde kanat profilinin alt kısmı ve üst kısmında, meydana gelen problemi içermektedir. Akım makinalarında taşıyıcı kanat teorisinin esasına göre aralık etkisini hesaplamaya yarayan ifade bundan sonraki kısımda tanımlanmaktadır.

### 8.1. ARALIK DEBİSİNİN ETKİLERİ

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 birbirlerine zıt ve ana akıma dik bileşene sahiptir. Sürtünmeli akımda bu iki akış tabakaları arasında, düzgün olmayan bir süreksizlik yüzeyi oluşmaktadır. Bu yüzey kanat

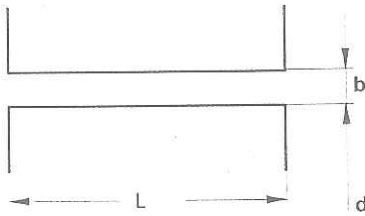
arkasında belli bir mesafede olduğu zaman tek yönlü santrifüj kuvvetler oluşur. Bu kuvvetler için sarfedilen enerji miktarı basınç oluşturmak için pompa içinde kaybolur gider.

## 8.2. ARALIK KAYIPLARININ VERİME ETKİSİ

Açık kanatlı pompalarda, çarkın giriş ağzındaki boşluklarda  $q_k$ , şayet mevcutsa dengeleme tertibatlarında da  $q_k$  kaçakları meydana gelir.  $q_k$  kayıpları toplam debi  $Q_k$  ise sadece çarkla ilgili kayıplardır. Helisel çarklarda ve açık kanatlı pompalarda kaçaklar kanatların uçlarında, kanat sırtı ve yüzü arasında meydana gelir. Kaçak debi formülü aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$q_k = \mu \cdot A_{ar} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \quad (8.4)$$

Burada  $\mu$  debi katsayısıdır. Bu katsayı labirent boşluğuna, girişte meydana gelen kesit daralmasını ve sürtünmeye bağlıdır. Daralma katsayısı 0,66 civarındadır. ( $A_{ar}$ ) boşluğun kesit alanı ve  $\Delta h$  (mSY) biriminde labirentin iki tarafındaki basınç farkıdır.



## 8.3. Aralık boyutlarının şematik gösterilişi

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

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot b} + 1,1 \cdot z}} \quad (8.5)$$



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.

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

$$\frac{p' - p''}{\rho} = \frac{w_{\infty} \cdot \Gamma_z}{g \cdot L} \quad (8.6)$$

$$\Gamma = \frac{\Gamma_z}{z} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot c_{u2}}{z} \quad (8.7)$$

Kademelerde burçların iki ucu arasındaki yük farkı:  $\Delta h'' = h - h_2$  Şeklinde ifade edilir. Bu durumda pompanın volümetrik verimi  $q_k = q'_k + q''_k$  olmak üzere aşağıdaki gibi tanımlanır

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{q_r}{Q}} \quad (8.8)$$

$q_r$ ,  $\sqrt{H}$  ile orantılıdır. Hız değişirse kaçaklar devir sayısı ile orantılı bir şekilde yani  $Q$  debisi gibi değişim gösterirler.

Kanat uygun çizilmişse enerji aktarılmasına ait  $h_k$  kayıpları hemen hemen değişmez. Gerçekten ıraksaklığı büyük olan kanallar  $\psi$  için büyük değerler seçmeyi mahsurlu kılacak kadar fazla kayıplara neden olurlar. Kanatlı bir difüzör kullanılıyorsa kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüşümü salyangoza nazaran daha kısa bir yörünge üzerinde meydana gelir.

Bu durumda büyük  $\psi$  değerine haiz pompalar için uzun bir yüzey boyunca sürtünme kayıplarına neden olan salyangozlar bu bakımdan daha az elverişlidir. Buna karşı  $c_{u2}$  hızı küçük olursa, salyangoz kesitleri büyük olacağı için sürtünme kayıpları küçük kalır.  $h_k$  sürtünme kayıpları bakımından çarkta ve difüzörde asgari kayıp şartının gerçekleştirilebilmesi için

$$w_{\infty} = \frac{w_1 + w_2}{2}$$

ile  $c_3$  arasında eşitlik bulunur ki bu ise yaklaşık olarak  $\psi=1$  değerine karşılık gelir. Diğer taraftan disk sürtünmesinden doğan kayıplar  $D_2^5$  ile orantılı olduğundan  $D_2$  çapının küçük değerleri daha uygundur. Fakat  $\psi$  'nin artması  $\beta_2$  açısının büyümesine ve kanat uzunluğunun azalmasına neden olduğundan, kanat sayısını artırmak zorunluluğu doğar. Bu durumda kanallar daha daralır. Sürtünme katsayısı büyür ve kayıplar artar. Ayrıca  $\beta_2$  açısının büyük bir değeri çarktaki kanallarda cidardan ayrılmalara sebebiyet verir. Bu yüzden  $\psi$  nin 1 den büyük değerleri kullanılmaz.

Küçük basınçlar halinde kanat yüzeyini büyük ölçüde küçültmek böylece çarktaki sürtünme kayıplarının artmasını önlemek mümkündür. Küçük hızlarda disk sürtünmesinin hissedilir bir değeri yoktur.

Özet olarak kinetik enerjinin basınca dönüşme tarzına, basma yüksekliğine ve çarkların tipine göre hidrolik kayıpların tesiri farklı olur. ve ancak ayrı ayrı her durumun için bir optimum  $\psi$  değeri tayin edilebilir.

4 Genel olarak  $0,8 < \psi < 1$  değerleri arasında yayıcıda biraz daha elverişli verimler elde edilmektedir. Devir sayısı önceden belirlendiğinde  $\psi$  değerinin seçimi genellikle belirli aralıklarda sınırlanmış olur Kovats/Desmur(1968).

## 9. SERBEST AKIMLI SOĞUTMA SUYU POMPASININ HESABI

Hızlı çalışan içten yanmalı motorlar pratikte devirdaim veya sirkülasyon pompası tabir edilen pompalar yardımıyla soğutulurlar. Soğutma suyu pompalarının tasarımı ve düzenlenmesi, motorun kullanılma amacına ve pompaların tahrik şekline bağlıdır. Otomobil ve tır gibi araçların motorları orta güçte olduğu için pompaların konstrüksiyonu belirgin bir şekilde ucuz ve basit imalatla ve en iyi verim değerinde imal edilmektedir. Büyük motorlarda lokomotif ve merkezi tesislerde pompanın işletme gücü daha yüksek seçilir ve pompanın tasarımı - hesabı genel pompa yapılarının doğrultusunda yapılmaktadır.

Küçük araç motorları için kullanılan soğutucu genelde motorun hemen önüne konulmuştur. Basma yüksekliği 2 - 3 m arasında kabul edilir. Daha büyük motorlarda bazen soğutma tertibatı motordan daha uzaktadır ve ek ısı değiştiricileri devrededir. Bu motorlarda daha büyük basma yüksekliklerine basabilen (25m - 30m) pompalar kullanılır. Su pompası tarafından oluşturulan basma yüksekliğinin büyük bir kısmı termostat tarafından yutulur. Termostattaki basınç farkı içinden geçen akışkan miktarına bağlıdır.

İçten yanmalı motorlarda soğutma suyu pompası olarak normalde açık kanatlı çarklar kullanılır. Ancak Basma yükseklikleri 25 - 30 m den daha fazla pompalarda kapalı çarklar tercih edilir. Çünkü işletme aralığındaki tolerans yüzünden büyük sarsıntılar ortaya çıkabilir.<sup>1</sup>

Su pompasının tasarımı motor şartlarına uygun olmalıdır. Yapılması gereken her zaman soğuk su boruları olamayan organik bir yapıdır. Pompa çarkı gri pik dökümden kanat kalınlığı en az 3 mm olacak şekilde yapılır

Aşağıdaki hesaplamalar, otomobil motorlarının projelendirilmesinde, esas ölçülendirmeden önce, ön hesaplama için geçerlidir. Soğutma suyu pompasının ve eşanjörlerin tasarımında, ilk başta dışarı atılan ısı miktarının bilinmesi şarttır. Bu da yakıt kullanma miktarına bağlıdır. İlk hesaplamalar için yüklenmemiş motorlarda açığa çıkan ısının %30 kadarının suya geçtiği kabul edilir.

<sup>1</sup> Detaylı bilgi için "Die Konstruktion der Einzelteile des Motors " isimli motor kitabında 3.5. bölümüne bakılabilir.

Suya geçen özgül ısı miktarı  $q_s$  (kcal/BG.h)

$$q_s = 0,3.B.H_u \quad (9.1)$$

B : Yakıt miktarı (kg/BG)

$H_u$  : Isıl değer (kcal/kg)

Projelendirilmede ara değerlerin hesabında,  $q_k$  için geçici olarak kabuller yapılabilir.

Direkt püskürtmeli diesel motorlarda  $q_s = 450-600$  (kcal/BG.h)

Endirekt püskürtmeli diesel motorlarda  $q_s = 600-700$  (kcal/BG.h)

Otto motorlarında  $q_s = 800-1000$  (kcal/BG.h)

Yüklü motorlar için alt sınır değerleri geçerlidir. Gerekli soğutma suyu miktarı  $Q_s$  (lt/h) ise aşağıdaki ifade yardımıyla hesaplanır.

$$Q_s = \frac{q_s \cdot P_e}{\Delta t} \quad (9.2)$$

$P_e$  = Motor efektif gücü (BG)

$\Delta t$  = Soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark

Yavaş harekette eden ve az yüklü taşıtlar için  $\Delta t = 7 \div 8$  °C hızlı ve çok yüklü motorlar için  $\Delta t = 5$  °C alınır.

Su pompasının basma yüksekliği, basma miktarına, motorun ve soğutucunun ara akış kesitine (çapına), soğutma tesisinin toplam düzenlenmesine ve motor-soğutucu arasındaki iletişim uzunluğuna bağlıdır.


Hesaplamalarda, taşıt ve ağır vasıtaların motorları için basma yüksekliği 6-10 (mSY). Büyük motorlar için ve özellikle lokomotifler de her soğutma tesisi için yaklaşık 12m. den 20m. ye kadar seçilir. Su pompası çarkları kural olarak açık, ve geriye eğimli kanat şeklinde olup girişler radyal ( $\alpha_1=90^\circ$ ) biçimdedir.

### 9.1. AÇIK KANATLI GERİYE EĞİMLİ ÇARKIN HESABI

Serbest akımlı pompalarda  $\beta_1=\beta_2= 90$  düz kanatlı pompalar kullanılmasına rağmen verimin önemli olduğu yerlerde geriye eğimli kanatların bulunduğu çarklar tercih edilmektedir.

Geriye eğimli çarklarda, önemli olan  $\beta_1$  ve  $\beta_2$  nin tespit edilmesidir. Literatür taraması yapıldığında geriye eğimli kanatların hesabı ile ilgili bir formüle rastlanmamıştır. Ancak yapılan incelemelerde bu konu üzerinde çalışan araştırmacılar

$\beta_1$  ve  $\beta_2$  kanat açılarını kabul ederek,  $D_1$  ve  $D_2$  çapları ve diğer büyüklükler aynen düz kanatta olduğu gibi bulunmuş, veya  $D_1$ ,  $D_2$  ve  $n$ , büyüklükleri tespit edilerek  $\beta_1$  ve  $\beta_2$  ile diğer büyüklükler hesaplanmıştır.

 Bu hesaplamalarda Pfeiderer(1961)'in önerdiği grafikler göz önüne alınmıştır.

Her ne kadar geriye eğimli kanatlarda hesaplama zorluğu olsada, aynen radyal çarklarda olduğu gibi girişte akışın  $90^\circ$  yön değiştirdiği ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ) kabul edilerek  $c_{1m} = c_1$  eşitlikleri ve hız üçgenlerinden pompanın ilgili büyüklüklerini hesaplamak kolaylaşmıştır.

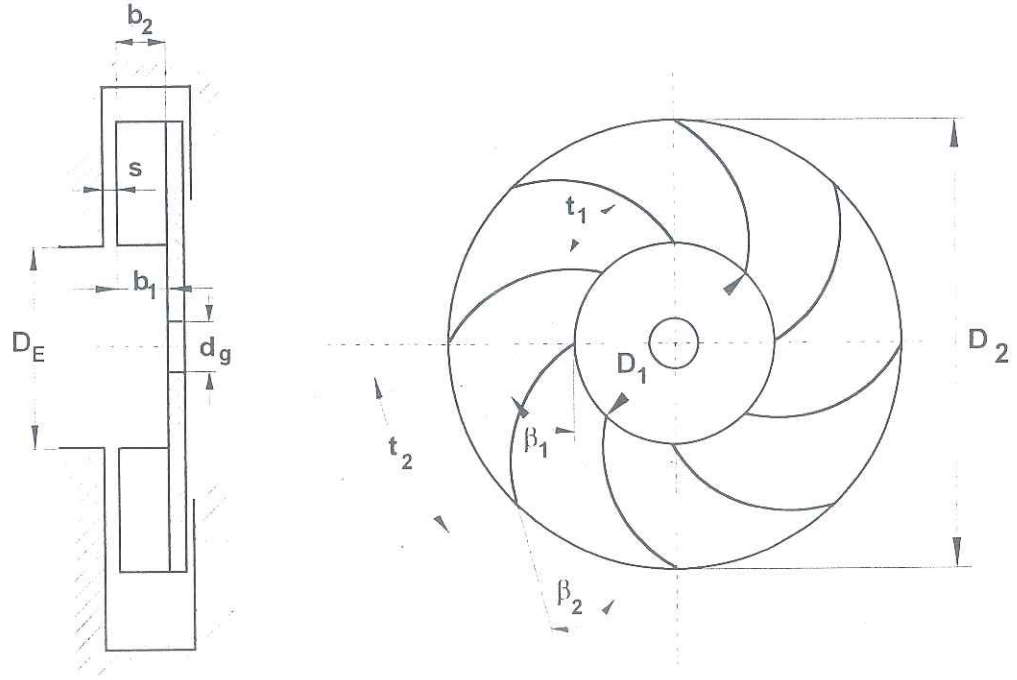
Radyal giriş için manometrik basma yüksekliği

$$H_m = \eta_h \cdot k \cdot \frac{u_2}{g} \cdot c_{2u} \quad (9.3)$$

$H_m$	: Basma yüksekliği	(m)
$\eta_h$	: Hidrolik verim (0,6 ÷ 0,7)	(-)
$u_2$	: Çevresel hız	(m/s)
$c_{u2}$	: Çevresel hız doğrultusundaki bileşen	(m/s)
$k$	: Düzeltme faktörü	(-)

"k" faktörü kanat sayısının belirlediği bir büyüklüktür. 8 kanatlı çark için, çıkış çapının giriş çapına göre ( $D_2 / D_1$ ) ve çıkış için değişik kanat açılarına bağlı değerlerin tablodan bulunması ile tespit edilir.

$\alpha_2$  ve  $\beta_2$  açıları soğutma suyu pompaları için genellikle  $\alpha_2 = 10^\circ$  civarında,  $\beta_2 = (25^\circ \div 50^\circ)$  arasında alınması önerilmektedir. Şekil 9.1'de geriye eğimli bir çark üzerinde hesaplanması gereken büyüklükler gösterilmiştir.



Şekil 9.1. Geriye eğimli çarkın görünüşü.

Taşıt ve ağır motorlarda hızlı bir hesaplama için, soğutma suyu pompasının suyu 10m'lik basma yüksekliğine bastığı kabul edilerek yaklaşık değer olarak çark çıkış çapı için değişik ifadeler önerilmektedir. Bu ifadelerden biri aşağıdaki 9.4. nolu denklemle tanımlanmaktadır Herman (1973).

$$D_2 \cong \frac{280}{n} \quad (9.4)$$

Burada  $D_2$  (m) çark çapı,  $n$  (d/dk) dönme sayısıdır. Çarkın projelendirilmesine, göbekten başlanır ve devam edilir.  $d_g$  göbek çapı, çark ile mil arasında bağlantıya göre değişir.  $C_0$  bileşke akım hızı (2 ÷ 3) m/s arasındadır.

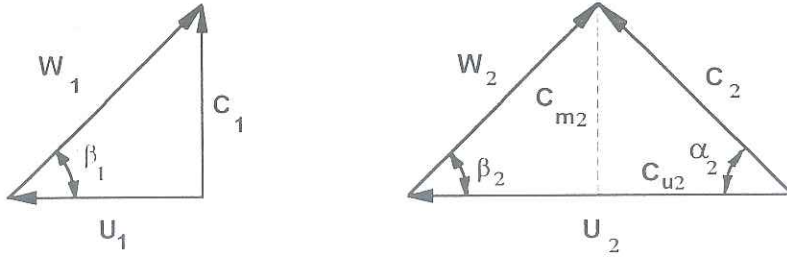
Eğer küçük çarklarda olduğu gibi emme borusu çapı  $D_e$  çapına eşit alınırsa :

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d_g^2) \quad (9.5)$$

$$A \cdot c_e = 1,1 \cdot Q \quad (9.6)$$

1,1 sayısı aralık kayıplarını ve çark imalatı sırasında yüzey pürüzlülüklerini dikkate alma faktörüdür.

Böylece  $D_1$  bulunabilir.  $D_2$  ise  $\frac{D_2}{D_1} = 1,5 \div 1,7$  ifadesinden uygun bir değer seçilerek bulunur. Eğer soğutucu akışkan soğutma suyu pompası ile beraber ele alınırsa pompanın ve soğutucu akışkanın soğutma hızı söz konusudur. Böylece ana eşitlik sayesinde,  $u_2 \cdot c_{u2}$  değeri istenen basma yüksekliğine erişebilmek için isteğe göre hesaplanabilir. Radyal çarklarda  $\alpha_1 = 90^\circ$  olduğundan  $c_1 \cong c_{1m}$  olacaktır. Açılı bulmak için hız üçgenlerinden yararlanılır.



Şekil 9.2. Giriş ve çıkış hız üçgenleri

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{c_{2u}} \quad (9.7)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} \quad (9.8)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (9.9)$$

uygun kanat sayısının bulunması için

$$z = k \cdot \frac{D_1 + D_2}{D_1 - D_2} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \quad (9.10)$$

ifadesinden yararlanılır. Soğutma suyu pompaları için  $k = 4,5 \div 5$  arasında alınır.

Çark giriş ve çıkış genişlikleri  $b_1$  ve  $b_2$  ise aşağıdaki eşitliklerden hesaplanır.

$$b_1 = \frac{1,1 \cdot Q}{c_{1m} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot k_1} \quad (9.11)$$

$$b_2 = \frac{1,1 \cdot Q}{c_{2m} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot k_2} \quad (9.12)$$

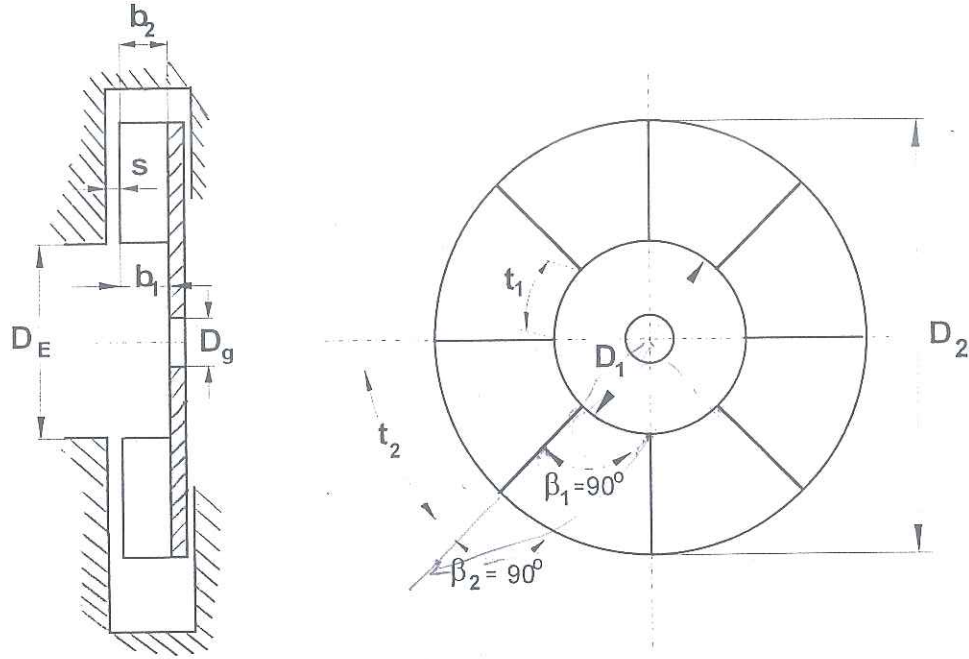
$$k_1 = 0,55 \div 0,65$$

$$k_2 = 0,80 \div 0,85$$

$k_1$ ,  $k_2$  Büzülmeden ve kanat kuvvetinden dolayı oluşan daralma etkisini düzeltme faktörleridir.

## 9.2. AÇIK DÜZ KANATLI ÇARKIN HESABI

Yapılan araştırmalar, çark hesaplarının kolay olduğu ve  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$  düz radyal kanat teşekküllerinin en iyi sonucu verdiği göstermiştir. Bu yüzden düz kanatlarda, kanat açısının hesaplanmasına gerek yoktur. Yalnızca çark çapları  $D_1$  ile  $D_2$ , ve kanat derinliği  $b$  hesaplanmalıdır. Aşağıdaki şekilde düz kanatlı bir çarkın kesiti ve üzerinde hesaplanacak büyüklükler görülmektedir.



Şekil 9.2.1. Açık düz kanatlı çark.

Pfleiderer(1961)'e göre  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$  lik çarklarda, gerçekleştirilmiş deneylerden sonra, basma yükseklik kayıplarının, sonlu kanat sayısı ve basınç düşümü sayısı  $p$  9.13 nolu denklem yardımıyla hesaplanabileceğini göstermiştir.

$$p = \frac{2 \cdot \psi \cdot k}{\sqrt{z} \cdot [1 - (D_1/D_2)]} \quad (9.13)$$



Burada  $k = 0,28 \div 0,30$  arasında değişen düzeltme faktörüdür.  $\psi$  ise pratik olarak  $2 \cdot g \cdot H / u_2^2$  'den bulunabileceği gibi Pfeiderer(1961)'e göre;

$$\psi = 0,6 \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) \quad (9.14)$$

amprik denklemiyle de bulunabilir.

Hidrolik verim tayininde ise yine Pfeiderer(1961)

$$\eta_h = \eta \cdot \frac{1 + t_{\text{aralık}}}{1 - (t_{\text{aralık}} + t_{\text{ort.ar.}})} \quad (9.15)$$

ifadesini önermektedir. Burada :  $\eta = 0,4 \div 0,55$  arasında değişmektedir.

Ancak burada (  $t_{\text{aralık}}$  ) ve (  $t_{\text{ort.aralık}}$  ) tespiti oldukça güçtür. Bazı literatürlerde ortalama aralık ilgili aralığın 2 katı alınmasıyla, kimi literatürde ise deney boyunca ölçülen aralıkların toplanıp aritmetik ortalaması alınarak tespit edilmesi önerilmiştir Kranz (1967).

Yaklaşık olarak her iki yöntemle yapılan hesaplamalarda binde mertebesinde değerlerde farklılıklar çıkmıştırki bu bizim için önemli değildir.

Literatür taraması yapıldığında, önceden yapılmış deneylerden, yararlanılarak yapılan hesaplamalarda Pfeiderer (1961) 'in kısma eğrileri kullanılabilir.

### 9.3. AÇIK KANATLI ÖNE EĞİMLİ ÇARKIN HESABI

Öne eğimli çaklarda, önemli olan  $\beta_1$  ve  $\beta_2$ 'nin tespit edilmesidir. araştırmalarda öne eğimli kanatların ile ilgili bir formile rastlanmamıştır. Fakat yapılan incelemelerde bu konu üzerinde çalışan araştırmacılar  $D_1$  ve  $D_2$  ve  $n$ , büyüklüklerini tespit ederek  $\beta_1$  ve  $\beta_2$  ile diğer büyüklükler hesaplanmıştır.

Bu hesaplamalarda Pfeiderer(1961)'in önerdiği grafipler göz önüne alınmıştır.

Her ne kadar öne eğimli kanatlarda hesaplama zorluğu olsada, radyal çaklarda olduğu gibi girişte akışkan 90 yön değiştirdiği ( $\alpha = 90$ ) kabul edilerek  $c = c$  eşitlikleri ve hız üçgenlerinden pompanın ilgili büyüklükleri hesaplamak kolaylaşmıştır.

Radyal giriş için manometrik basma yüksekliği

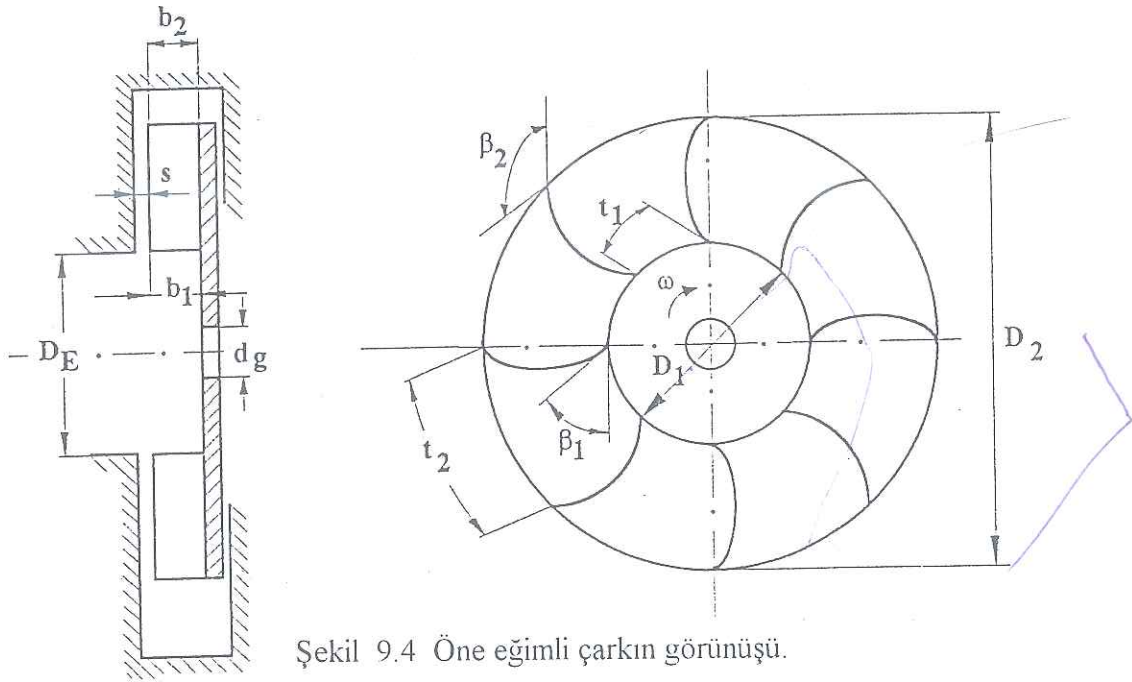
$$H_m = \eta_h \cdot k \cdot \frac{u_2}{g} \cdot c_{2u}$$

Öne eğik kanat halinde  $c_{2u} = 2 \cdot u_2$  olursa, manometrik basma yüksekliği

$$H_m = \eta_h \cdot k \cdot \frac{2 \cdot u_2^2}{g} \quad (9.16)$$

olarak elde edilir.

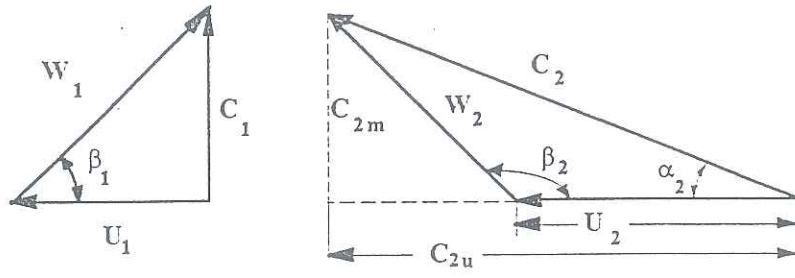
" k " faktörü kanat sayısının belirlediği bir büyüklüktür. 8 kanatlı çark için, çark çapının giriş çapına göre ( $D / D$ ) ve çıkış iç değişik kanat açlarına bağlı değerlerin tablodan bulunması ile tesbit edilir.



Şekil 9.4 Öne eğimli çarkın görünüşü.

★ Taşıt ve ağır motorlarda hızlı bir hesaplama için, soğutma suyu pompasının 10m' lik basma yüksekliğine bastığı kabul edilerek yaklaşık değer olarak çıkış çapı için değişik ifadeler önerilmektedir. Herman (1973).

B ifadelerden biri daha öce çıkarmış olduğumuz geriye eğimli çarkların hesaplanmasında kullanılan (9.4), (9.5), (9.6), (9.7), (9.8), (9.9), (9.10), (9.11), (9.12) nolu denklemlerle tanımlanmaktadır.



Şekil 9.5 Öne eğimli çarkların giriş ve çıkış hız üçgenleri

#### 9.4. ÇARK KANATLARININ PROJELENDİRİLMESİ

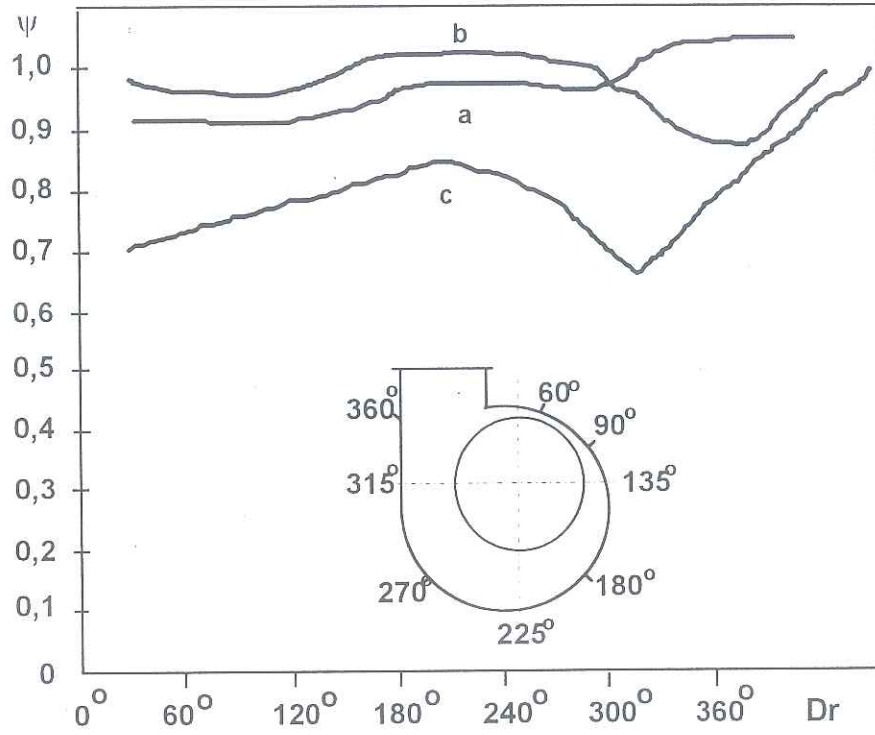
Kanatların konstrüksiyon biçimleri pompanın en önemli özelliği olup düz ve eğimli olabilir. Çark kanatları planlanırken düz kanatlarda kanatların mil eksenine dik olmasına dikkat edilir. Ancak eğik kanatların tasarımı çeşitli yöntemlere göre gerçekleştirilir. Bu yöntemler Tek Daire metodu, Çift Daire metodu ve Nokta Nokta kanat çizim metodlarıdır Çallı (1991).

Son yıllarda yapılan deneysel çalışmalarda Nokta Nokta metoduyla çizilen kanatların iyi bir kanat çizimi olduğu ifade edilmektedir. Proje uygulamalarında genel olarak Çark çapı 100 mm den daha küçük olanlarda Tek Daire metodu, 100 mm den daha büyük olanlarda ise Çift Daire veya Nokta Nokta çizim metodları önerilmektedir Kovats/Desmur(1968).

Pompa deneylerinde kullanılan çark çapları  $D_2 = 80$  mm olduğu için çarkın projelendirilmesi sırasında eğri kanatlı çarkların çiziminde tek daire metodu tercih edilmiştir.

#### 9.5. SALYANGOZ GÖVDENİN TAYİNİ

Şekil 9.6.' de değişik gövde biçimlerinde basınç sayısının değişimi gösterilmiştir . (a) grafiği Pflaiderer spirali için, (b) grafiği eşit hızdaki Stepanoff eğrisi ve (c) grafiği , eş merkezli dairesel gövdeli, serbest akımlı pompadaki durumu göstermektedir.



Şekil 9.6. Değişik salyangoz biçimlerinde gövde başlangıcında basınç sayısı değişimi.

(c) grafiğindeki serbest akımlı pompanın 315° lik kısmında geri akış meydana gelmektedir.

#### 9.5.1. SPİRAL GÖVDENİN PLANLANMASI

Küçük tek silindirli motorlarda, diesel veya benzinli sabit motorlarda, traktör motorlarında ve de taşıt motorlarında, genelde su pompaları, gövde yapıları salyangoz yapısına benzemeyen, silindir gövdesindeki soğutma bölümünde açık olarak düzenlenirler.

Spirallerin planlanmasında bilinen klasik yöntemin temel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$r_2 \cdot c_{2u} = r_0 \cdot c_{ou} = K \quad (9.17)$$

İlk önce artırılmış  $Q^1$  değeri için en uygun emme aralığı  $D_e$  bununla beraber emme ağzındaki hız  $c_e$ , giriş sayısı  $\varepsilon$  ile tesbit edilir.

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot c_e} + d_g^2} \quad (9.21)$$

Burada  $D_e$  emiş ağzı çapı,  $d_g$  mil göbek çapı olup  $c_e$  ise aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$c_e = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (9.22)$$

Genellikle giriş sayısı  $\varepsilon$  için :

$$\varepsilon = (0,2 \div 0,25) \cdot \left(\frac{n_q}{27,5}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (9.23)$$

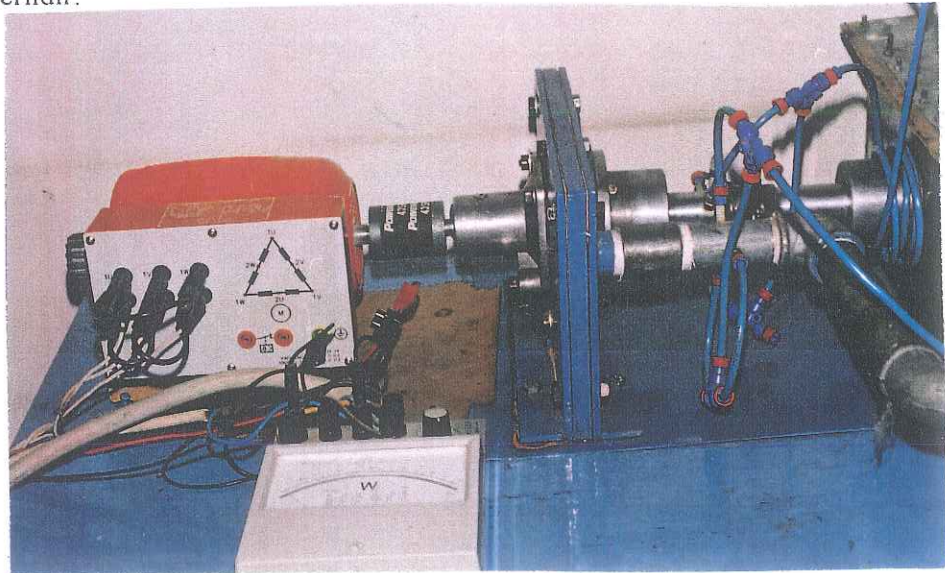
İfadesi önerilir ( $0,1 < \varepsilon < 0,3$ ). Emiş ağzı çapı emme kabiliyeti ve pompanın kavitasyon tehlikesi için belirleyicidir. Kanatların giriş kenarlarının emiş ağzının içine doğru biraz çekik olması bazen pompaların emiş gücünü artırır.

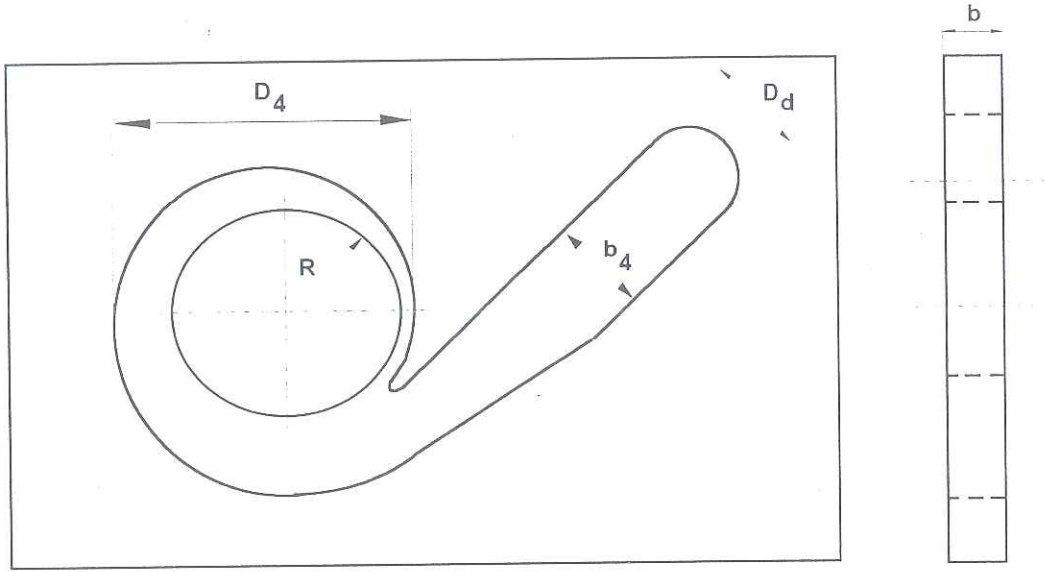
Böylece emme ağzındaki kesit  $A_e = \frac{Q}{c_e}$  denklemiyle bulunup  $D_e$  emme ağzı çapı hesaplanarak gerekli kontroller yapılır.

Emme ağız genişliğinin tesbiti için aynı zamanda diğer mevcut gövdenin ana ölçüleri kullanılabilir. Pompa çıkışı basınç ağzı genişliği  $D_d$  ve gövde kalınlığı  $b_4$  için:

$$D_d = b_4 = (0,8 \div 1) \cdot D_e \quad (9.24)$$

ifadesi geçerlidir.





Şekil 9.7. Spiral gövde görünüşü.

Gövde çapı için  $D_4 = D_2 + b_4'$  dür. Gövde normal hallerde eş merkezli olmaktadır.

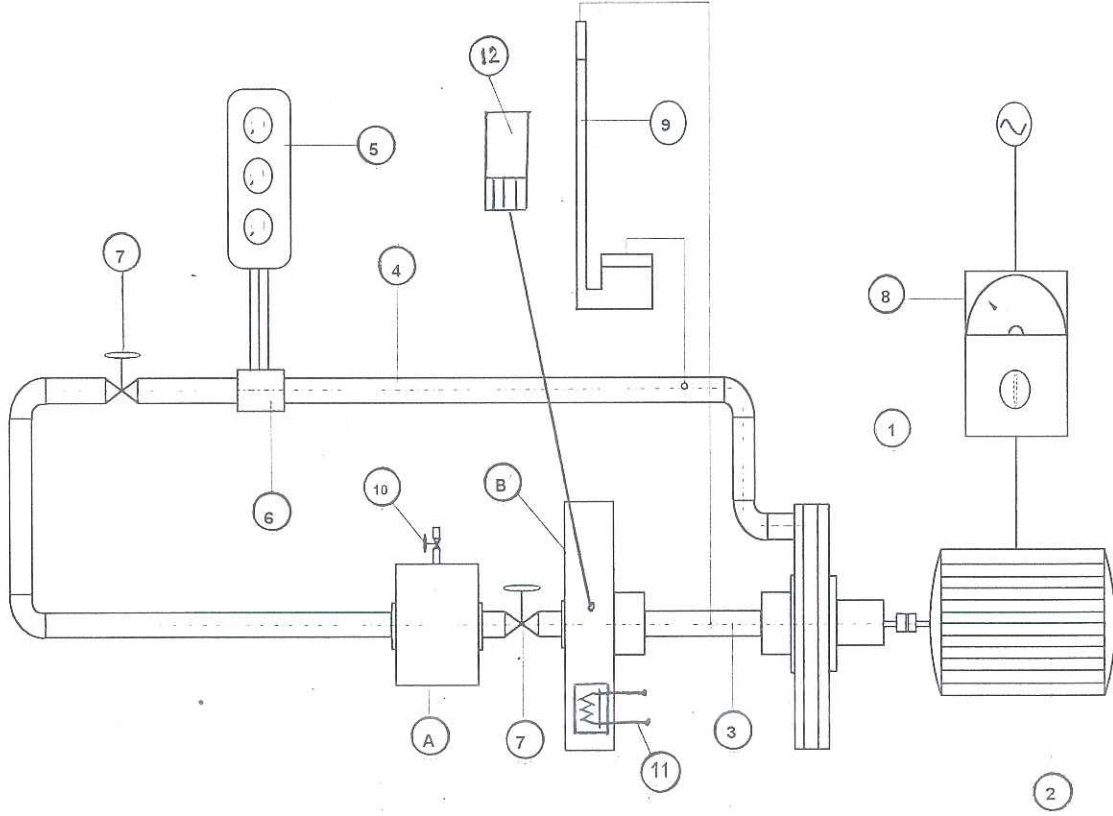
Genelde santrifüj pompa salyangoz gövdeleri dairesel kesitli olarak yapılmaktadır. Çünkü dairesel kesit en ekonomik şekildir. Daire kesit alanına göre en küçük hacmi verdiği için, yüksek özgül hızlı büyük pompaların gövdelerinin hafif yapılabilmesi için tercih edilir. Salyangoz gövde kesitleri içten yanmalı motorun konstrüksiyonuna uygun seçilmektedir.

Fakat hidrolik bakımdan diğer kesitleri seçmek faydalı olacaktır. Bu sayede çarktan çıkan akışkanın salyangoz gövdeye geçişteki enerji kayıpları daha küçük olacaktır. Salyangoz gövdenin çıkışında bulunan yayıcı kısmı kendi başına yol verici bir kanat gibi iş görür. Bu kısım çark çıkış hızı  $c_2$  mutlak hızına uygun olmalıdır.

Çark dış çeperi ile gövde arasındaki aralığın küçük tutulmasının pek bir avantajı yoktur. Bu yüzden salyangoz gövdenin yapısına uygun aralık seçimi daha öncedende bahsedildiği gibi ilgili bölümler için kesit hesabı yapılarak bulunur.

## 10. DENEY DÜZENEGİ

Açık kanatlı bir santrifüj pompada meydana gelen aralık kaybını ve bunun sistem üzerinde oluşturduğu değişiklikleri inceleyebilmek için şekilde görülen deney düzeneği kurulmuştur



- |                           |                                 |
|---------------------------|---------------------------------|
| 1 - Deney Pompası         | 7 - Vana                        |
| 2 - Elektrik Motoru       | 8 - Wattmetre                   |
| 3 - Emme Borusu           | 9 - Civalı U Manometresi        |
| 4 - Basınç hattı          | 10 - Havalandırma vanası        |
| 5 - Mobil gösterge cihazı | 11 - Elektrikli ısıtıcı (Hiter) |
| 6 - Debi sıcaklık sensörü | 12 - Dijital termometre         |
|                           | A - Büyük su deposu             |
|                           | B - Küçük su deposu             |

Şekil 10.1. Deney düzeneği.

Yukarıda şematik görünüşü verilen deney düzeneğinin şekil 10.2.' de yandan fotoğrafı çekilmiş genel görünüşü aşağıda görülmektedir.



Şekil 10.2 Pompa deney düzeneğinin genel görünüşü.

### 10.1. GENEL BİLGİLER

Şekil 10.1' de görülen deney düzeneği kapalı çevrim olarak çalışmaktadır. A ve B depoları yardımıyla sistemin atmosfer basıncıyla bağlantısı sağlanmıştır.

Deney düzeneğinde deney pompası (1) devir sayısı değiştirilebilir 3 fazlı A.C. motoru (2) ile tahrik edilmektedir. Deney pompasına suyun girişi aksel yönde, dönerek ilerleyen bir emme borusu yardımı ile sağlanır(3). Deney pompasından basıncı artırılarak sevk edilen su basma borusu yardımı ile basınç hattına gönderilir (4). Akışın düzgün olabilmesi için bu borunun içine akış düzenleyiciler yerleştirilmiştir.

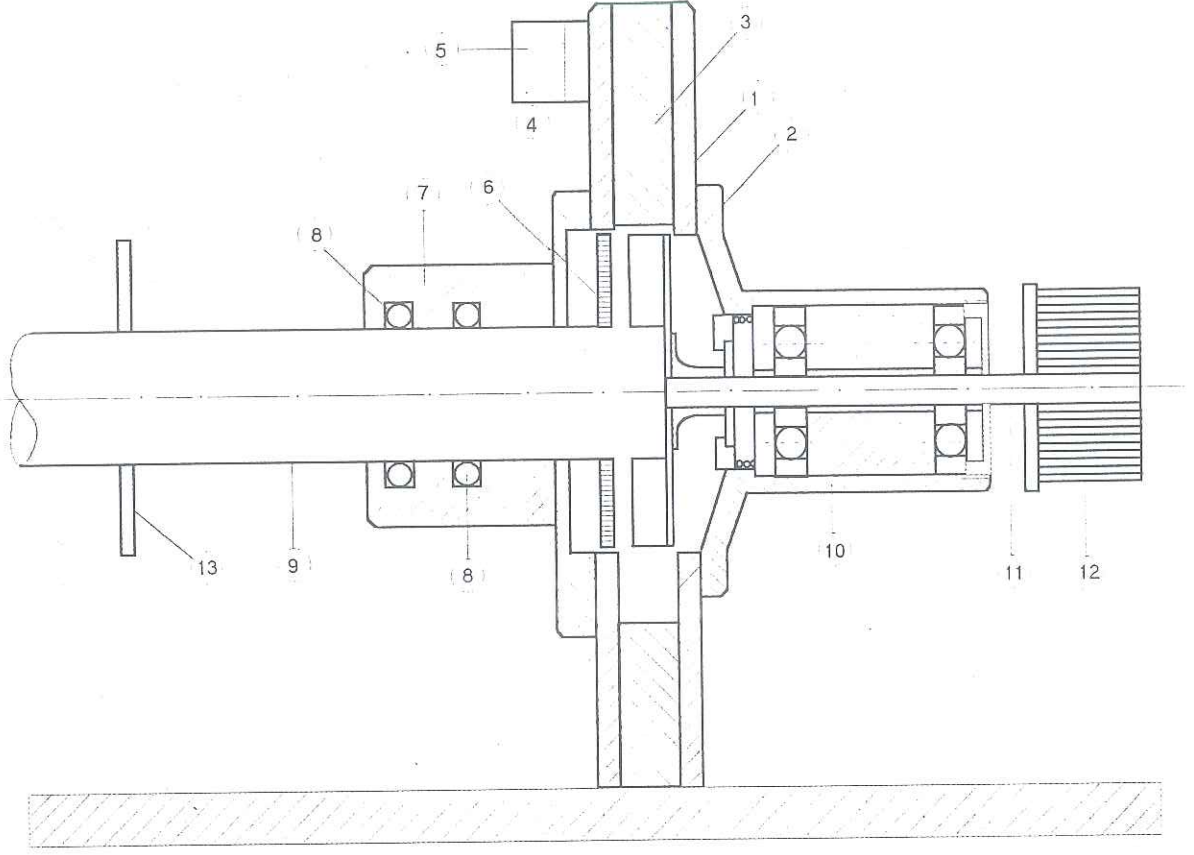
Basınç hattı üzerine monte edilmiş mobil cihazı (5) ve algılayıcısı (6) yardımı ile debi ve sıcaklık aynı anda ölçülebilmektedir. Deney düzeneğinden geçen debinin ayarlanması ise bir vana yardımı ile yapılmaktadır.(7).

Basınç hattından geçen su önce A deposuna, sonra B deposuna gönderilmektedir. Deney pompası suyu B deposundan emdiği için suyun çalkantısız ve sabit seviyede kalmasını sağlamak için B deposundan önce daha büyük hacimli bir A deposu yerleştirilmiştir.



## 10.2. DENEY POMPASI

Deney pompası esas itibarı ile 5 kısımdan oluşmuş olup açık kanatlı çarklarda aralığın hassas değiştirilmesine ve değişik çarkların sökülüp takılabilmesine uygun olarak tasarlanmıştır.



Şekil 10.3. Deney pompası detay resmi.

Yukarıda şekil 10.3.'de detay resimleri gösterilen pompanın bölümleri şunlardır.

10.2.1. Ana gövde(1) : Dönel çarkın ve salyangoz gövdenin arka kısmını oluşturmakta olup çarkın sökülüp takılabilmesinde yardımcı olan mekanizmayı üzerinde bulundurur.

10.2.2. Çark(2): Düz ve geriye eğimli ,öne eğimli olarak tasarlanmış çarklar değişik kanat sayılarında olup sökülüp değiştirilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Modelleri hazırlandıktan sonra Al malzemedен dökülerek imal edilmiştir. Malzeme olarak Aliminyum malzemenin seçilmesinin en büyük nedeni dökümünün kolay yapılabilmesi ve işlenmesinin kolay olmasıdır.

10.2.3. Salyangoz gövde(3) : Hem çarkı çevreleyip ,basınç artımını sağlayacak gövdeyi oluşturmak ,hem de yayıcı kısmı yardımı ile basınçlı suyu basınç hattına gönderecek şekilde tasarlanmış kısımdır. Genişliği çark genişliğine yakın tutulmuş olup yayıcı kısmı dikdörtgen kesitlidir. Gövde detayı spiral gövdenin planlanması kısmında Şekil 9.5.'de verilmiştir. Spiral gövde imal edilirken projesi spiral prensibine göre çizilmiş modelleri oluşturulmuş ve dökülerek Al malzemedan imal edilmiştir.

10.2.4. Ön kapak(4) : Emme borusunun aksenal yönde ilerlemesini ve gövdedeki suyun sızdırmazlığı sağlayacak şekilde tasarlanmış olup aynı zamanda spiral gövdenin ön kısmını oluşturur.Pompanın basınç hattı çıkışı bu kapak üzerine monte edilmiştir.

10.2.5. Basınç Hattı Pompa çıkışı(5): Salyangoz gövdenin yayıcı kısmından gelen basınçlı akışkanı boru hattına sevk eden kısımdır.

10.2.6. Ön Disk(6): Dönel çarkın ön yüzeyine paralel duran silindirik parça olup emme borusuna sabitlenmiştir. Emme borusu aksenal hareket ettikçe çark ön yüzü ile disk yüzeyi arasında kalan aralık yüzeyi ayarlanır.

10.2.7. Yataklama Sistemi(7): Emme Borusunun yataklanmasına yardımcı olan kısımdır. Aynı zamanda sızdırmazlığı sağlamak için kullanılan oring elemanlarının yuvası bu sistemin içindedir.

10.2.8. O-ring Elemanı(8): Pompa ve depo içinde bulunan suyun hareketli kısımlardan dışarıya çıkmasını önleyerek sızdırmazlığı sağlayan elemandır. Hem pompa tarafında hemde B deposu tarafında bulunan yatakların içine açılan yuvalara ikişer adet yerleştirilmiştir.

10.2.9. Emme Borusu(9): Depodan aldığı suyu Pompa emme girişine sevk eden, aynı zamanda aralık ayarlaması yapan diski üzerinde bulunduran hareketli bir elemandır. Emme borusu hakkında detaylı bilgi ileride verilecektir.

10.2.10. Aktarma organı(10) : Dönel çarkı ve mili üzerinde bulunduran bu kısım motordan aldığı dönme enerjisini çarka aktarır. Ana gövdenin motor kısmına 4 civata ile monte edilen bu kısım üzerinde sızdırmazlık elemanları ve rulmanlar bulnur. Gerekliğinde kolayca sökülerek üzerinde bulunan çarkın değiştirilmesini sağlayacak şekilde dizayn edilmiştir.

10.2.11. Mil(11): Kavramadan aldığı dönme hareketini çarka aktaran elemandır.

10.2.12. Kavrama(12): Elektrik motoru ile su pompası arasında bağlantıyı sağlayan elastik bir bağlantıdır.

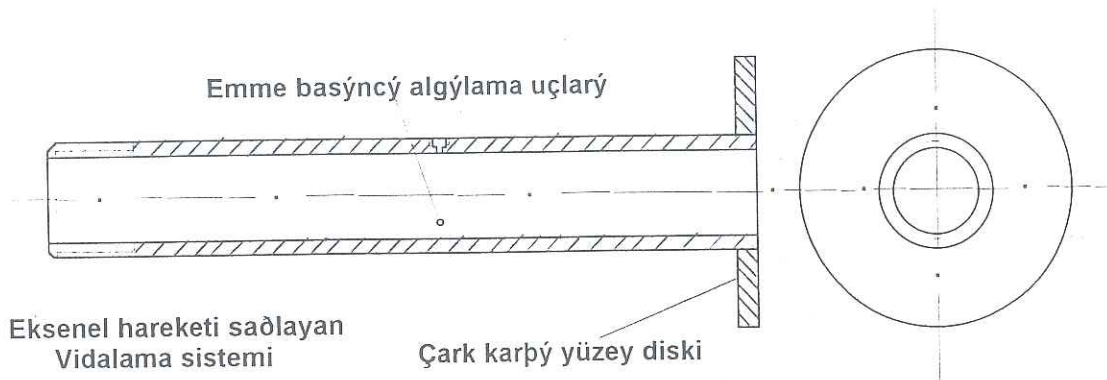
10.2.13. Aralık Ölçme Diski(13): Emme borusunun dışında emme borusunun üzerine monte edilmiş bu disk yardımıyla, çark ile karşı disk arasındaki boşluğun rahatca ölçülmesi yapılmaktadır.

### 10.3. TAHRİK SİSTEMİ

Tahrik sistemi olarak 0.340 KW gücünde 50 Hz' lik alternatif akımla çalışan 3 fazlı asenkron motor kullanılmıştır. Asenkron motorun devri 3 fazlı bir frekansmetre cihazı (İnvertör) ile ayarlanabilmektedir.

### 10.4. EMME BORUSU

Dönel çark ile karşı plaka arasındaki mesafenin aksel yönde ayarlanmasını sağlayacak şekilde tasarlanmış dairesel kesitli bir elemandır. Emme borusunun ön tarafına (çark tarafına) çarkın karşı yüzeyini oluşturacak şekilde çark çapına eşit hassas silindirik bir disk monte edilmiştir. Emme borusu hareket ettikçe bu disk de hareket etmektedir. Ayrıca emme borusu üzerinde aksel hareket miktarını ölçmeye yarayan yardımcı bir diskde sisteme monte edilmiştir.



Şekil 10.4. Emme borusu.

Emme borusu ile gerek pompa gerekse B deposu arasında suyun kaçmasını önleyecek sızdırmazlık elemanları kullanılmıştır. "s" aralık genişliğinin incelenmesi sistemin en önemli parametresidir. Buna uygun olarak itinalı bir şekilde aralık ölçen bir komparatör emme borusunun yanına monte edilmiştir. Ayrıca emme basıncının ölçülebilmesi için emme borusunun çevresine 120° açıyla üç delik açılmış buralara basınç algılayıcı uçlar bağlanmıştır.

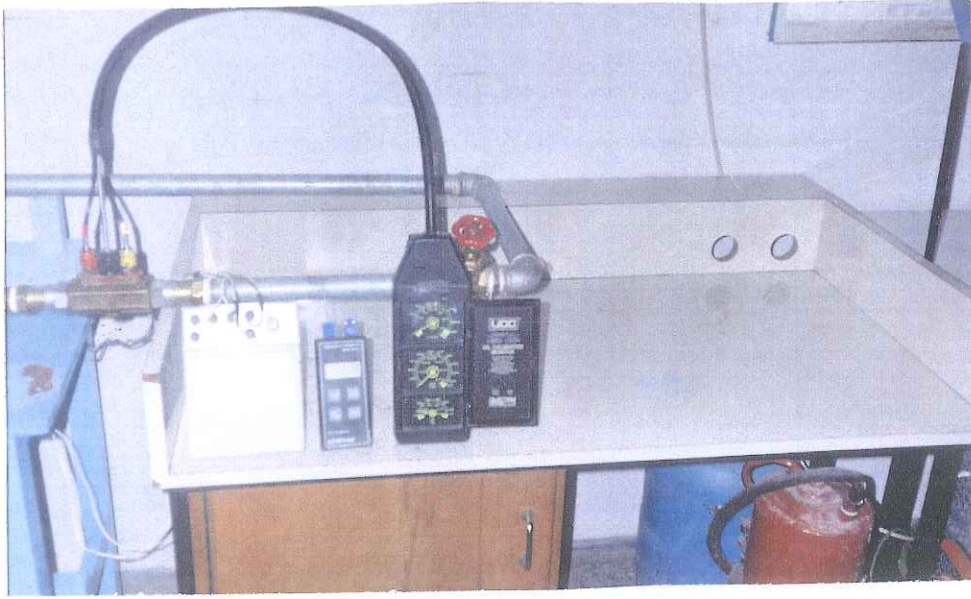
#### 10.5. BAĞLANTI BORULARI

Deney pompası ile su depoları arasındaki bağlantıyı sağlayan 1" çapındaki borular mümkün olduğu kadar az basınç düşümü sağlayacak şekilde birbiri ile bağlanmıştır. Deney pompasının hemen çıkışında bulunan boru çevresine 120° açıyla üç delik açılmış ve buralardan basınç hattındaki basıncı ölçecek uçlar alınmıştır. Boru içine yerleştirilen akış düzenleyiciler yardımı ile boru içindeki akış düzgünleştirilmiştir.

Pompa tarafından oluşturulan basınç farkını tesbit edebilmek için ölçü deliklerinin bir ucu emme borusuna bir ucuda basma borusuna (pompa çıkışına) bağlanmıştır. Basınç hattında keskin köşelerin ölçme olayına ters yönde etki yapmasını önlemek için ölçme delikleri ile köşe arasına bir doğrultucu konmuştur.

#### 10.6. MOBİL DEBİ- BASINÇ - SICAKLIK ÖLÇME CİHAZI

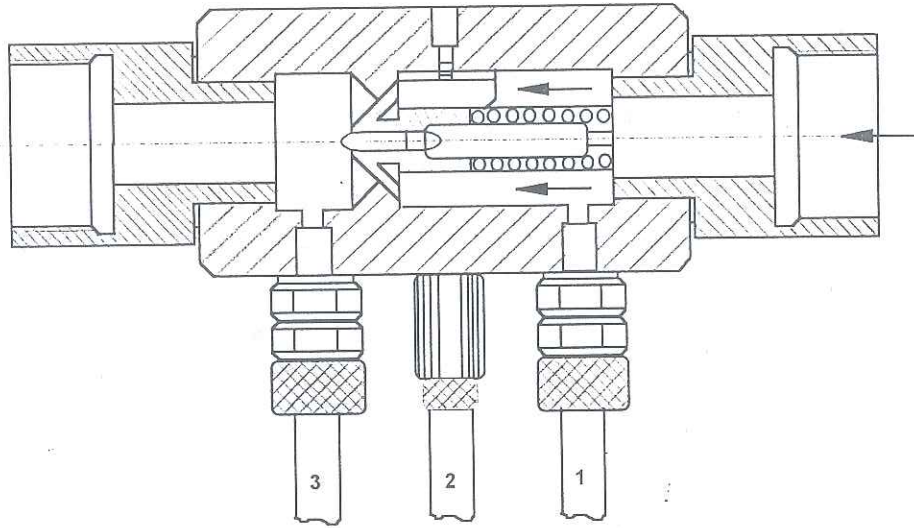
Bu cihaz hakkında detaylı bilgi bölüm 11.2. 'de anlatılacağı için tekrar burada detaylı bilgi verilmeyecektir. Ancak cihazın genel görünüşü ve algılayıcı sensörüne monte edilmiş hali Şekil 10.6.'da görülmektedir.



Şekil 10.5. Mobil cihazın genel görünüşü

### 10.7. MOBİL CİHAZI ALGILAYICISI

Basınç hattı üzerine yerleştirilmiş algılayıcı yardımı ile boru içinde geçen akışkanın debisi ve sıcaklığı doğrudan mobil cihaza bildirmekte ve mobil cihazı üzerinde bulunan analog gösterge yardımı ile basınç debi ve sıcaklık değerleri okunabilmektedir. Bu algılayıcı cihazın detayı şekilde gösterilmektedir.



Şekil 10.6 System 20 Mobil Cihazının sensör kesiti (1-Basınç, 2-Sıcaklık, 3-Debi algılayıcıları).

### 10.8. VALF

Deney düzeneğinde sistemden geçen debinin ayarlanması için kullanılan bu valf lokal kaybın minimum olabilmesi için sürgülü tip seçilmiştir. 1" ölçüsündeki valf ile hassas debi ayarı yapılmaktadır. Deney düzeneğinde basınç hattında mobil algılayıcısından sonra ve emme hattında A ile B deposu arasında valf bulunmaktadır.

### 10.9. ISITICI (HİTER)

Isıtıcı olarak "B" deposu üzerine monte edilen 2000W gücünde elektrik enerjisi ile çalışan ısıtıcı(Hiter) eleman yerleştirilmiştir.

### 10.10. DİJİTAL SICAKLIK GÖSTERGESİ

Mobil cihazındaki ölçülen sıcaklıktan hariç sıcaklığın hassas ölçümü için B deposuna ketmökupul yerleştirilerek dijital bir sıcaklık göstergesi yardımı ile B deposundaki akışkanında sıcaklığı kontrol edilmiştir.

### 10.11. A DEPOSU

Sistemde dolaşan suyun depolandığı bu kısımda deponun bir ucu basma borusuna diğer ucu B deposuna bağlanmıştır. Deponun üst kısmına yerleştirilen vana yardımıyla çark değiştirilmesi sırasında eksilen suyun doldurulma işlemi yapılmaktadır. Bu deponun içine yerleştirilen bölmeler yardımıyla basma borusuna gelen suyun çalkantı hızı yavaşlatılmaktadır .

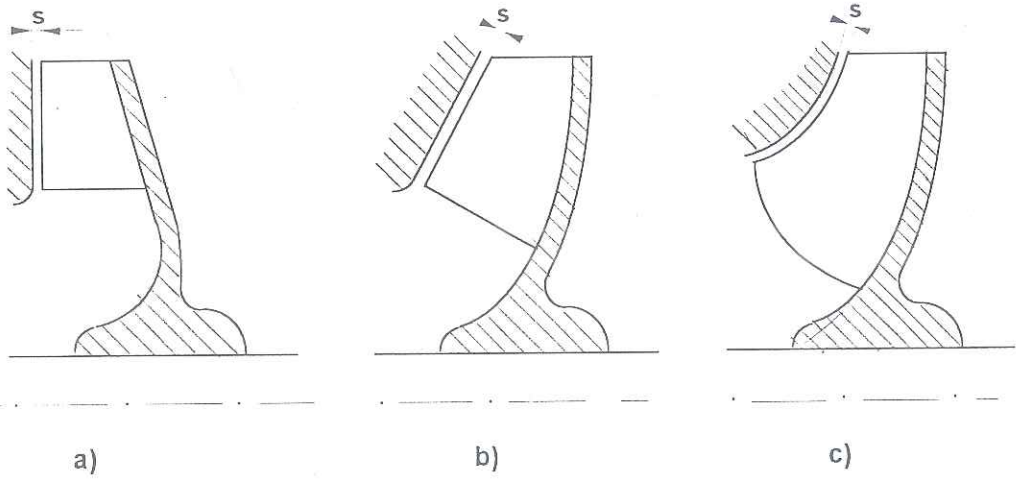
### 10.12. B DEPOSU

A deposu ile su pompası arasına yerleştirilen bu deponun iki ana görevi vardır Birincisi emme borusunun aksel yönde hassas ilerlemesini mümkün kılmak için yataklama düzeninin monte edilmesini sağlar .İkincisi ise basma hattından gelen suyun emme hattını etkilememesi için suyun tamamen durgunlaşmasını temin eder. Bu deponun iç kısmında A deposunda olduğu gibi bölme vardır. Gerek A gerek B deposu gerekse diğer bölümler içinde bulunan toplam su miktarı orta büyüklükte bir taşıt motoru ve soğutma sisteminde bulunan su miktarına eşit olacak şekilde tasarlanmıştır.

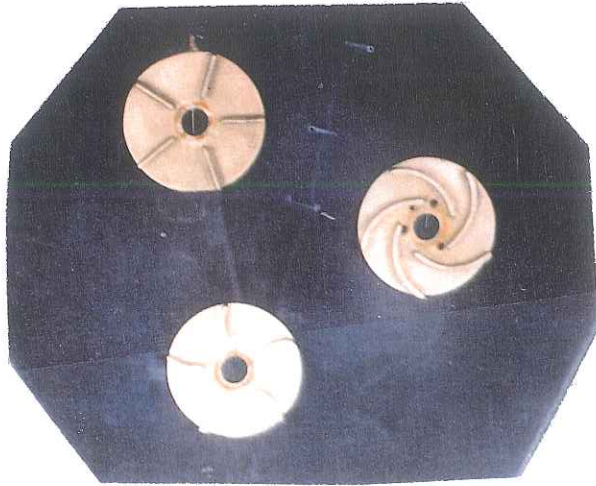
## 10.13. ÇARKLAR

İncelenen çarklar radyal yapı biçimindedir. Bunlar basit şekilde bükülmüş veya düz kanatlara sahiptirler. Orta eksen kesitine göre çark önü makina eksenine dik olacak şekilde dizayn edilmiştir (Şekil 10.8.a). Yani bunun anlamı çark ön yüzeylerinin doğrultusu makina eksenine diktir. Bu tür çarkların avantajı çark ön yüzeyi boyunca tüm radyal uzantı üzerinde mümkün mertebe homojen bir aralık genişliğinin elde edilebilmesidir. Çarkın eğik konumunda kanat ön yüzeyi eksene göre bükülmüş ise homojen bir aralık genişliği sadece büyük bir imalat masrafiyle gerçekleştirilir. Bu nedenle ön yüzü eksene dik olan çarklar radyal açık çarklarda sıkça kullanılmaktadır.

Gerek geriye eğimli gerekse düz kanatların önce modelleri hazırlanmış daha sonra dökülerek imal edilmişlerdir. Emme tarafındaki uçlar yuvarlatılmış basma tarafındaki uçlarda hafif inceltmişlerdir. Üzerinde deney yapılan çarklar şekil 10.9da görülmektedir.



Şekil 10.7. Kanat önyüzlerinin dik kesitlerinin değişik konumları



Şekil 10.8. Deneyleri yapılan düz, geriye eğimli ve öne eğimli çarkların toplu görünüşü

## 11. ÖLÇME YÖNTEMİ

Deney düzeneğinde ölçülen büyüklükler sırasıyla basınç farkı, debi, sıcaklık ve mil gücüdür. Bu ölçülen büyüklüklerin ölçme tekniği özet olarak aşağıda verilmiştir.

### 11.1. BASINÇ FARKI ÖLÇÜMÜ

Deney pompasının emme ile basma kanalları arasındaki basınç farkı, emme borusuna ve basma borusuna 120°' lik açıyla yerleştirilen algılayıcı uçlar müşterek bir boruya birleştirilerek civalı U manometresinin uçlarına bağlanmıştır. Pompa giriş çıkış konumları arasındaki basınç farkı direkt olarak bu manometreden mmHg olarak okunmuştur.

### 11.2. DEBİ ÖLÇÜMÜ

Deney pompasının sevkettiği akışkan miktarı basınç hattına yerleştirilen bir mobil cihazı yardımıyla direkt olarak okunmuştur. Daha önce şekil 12.7' de verilen algılayıcı basınç hattı üzerine yerleştirilmiştir. Algılayıcı üzerinde bulunan üç adet uçtan birisi basınç birisi sıcaklık ve diğer uç ise debi ucu olup bu uçlar System 20 cihazına ara bağlantı elemanlarıyla bağlanmıştır(Şekil 10.6).

System 20 cihazı üzerinde mevcut Basınç, Sıcaklık ve debi göstergeleri analog gösterge şeklindedir. Sistemin basıncı düşük olduğu için bu cihaz yardımıyla sistem basıncı ölçülemedi ancak debi ve sıcaklık aynı anda okunabilmiştir.

### 11.3. DÖNME SAYISININ ÖLÇÜMÜ

3 fazlı AC elektrik motoruyla tahrik edilen deney pompasının dönme sayısı ölçülürken Mekanik takometre ve elektronik göstergeli takometreden yararlanılmıştır. Elektronik takometre deney cihazı çalıştığı sürece devir sayısı ölçümü yapmış ara sıra mekanik takometre ile pompa devri kontrol edilmiştir. Her üç şekildeki çarkta devir sbit (2860d/dak) tutulmuştur.

### 11.4. ARALIK GENİŞLİĞİNİN ÖLÇÜMÜ

Eksenel ilerlemeyi dönerek yapan bir emme borusunun dış kısmına yerleştirilen disk, emme borusu ile beraber hareket etmektedir. Dolayısıyla aralık ölçümü için bu



plakadan yararlanılmaktadır. Aralık ölçmek için bu plakaya bağlı derinlik mikrometresi ve ölçme saati kullanılmıştır. Dönerek aksenal yönde ilerleyen emme borusu ve buna bağlı pompa içindeki çarkın karşı yüzeyini oluşturan disk 0,5 mm ilerlediğinde dışarıdaki algılayıcı diskde 0,5 mm ilerlemektedir.

### 11.5. POMPA MİL GÜCÜNÜN ÖLÇÜLMESİ

Pompa mil gücünün ölçülmesi için değişik yöntemler denenmiş (döndürme momenti ve açısal hız yöntemi, Ampermetre-Voltmetre yöntemi) en iyi sonuç elektrik motoru gücünün ölçülmesinden elde edilmiştir. Karşılaştırma ve kontrol için pompa milinin döndürme momenti ölçülmüş mil açısal hızıyla çarpılarak mil gücü bulunmuştur. 3 fazlı bir elektrik motorunun elektrik hattına bağlanan 3 fazlı bir wattmetre yardımıyla doğrudan elektrik motor gücü ölçülmüştür. Bu ölçme yönteminde elektrik motoru pompaya bağlı ve sistemde su yokken boşta çalıştırılarak, pompa milini döndürmek için harcadığı güç tesbit edilmiş, elde edilen bu değer deney düzeneğine su konulduktan sonra ölçülen değerden çıkarılarak gerçek pompa akışkan gücü bulunmuştur

### 12. DENEY DÜZENEGİ ÜZERİNDE YAPILAN DENEYLER

Çizilen deney şemasında görülen deney düzeneği üzerinde yapılan ölçümlerin esası, farklı derecelerdeki akışkan sıcaklığının, deneyde kullanılan üç değişik şekildeki kanatların üzerinde etkisi incelenmiştir.

Deneyde kullanılan düz kanatlarda  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ , öne eğimli kanatlarda  $\beta_1 = 25^\circ$ ,  $\beta_2 = 35^\circ$  ve geriye eğimli kanatlarda  $\beta_1 = 80^\circ$ ,  $\beta_2 = 125^\circ$ , üç çeşit çarkta beş kanatlı olarak tasarlanmıştır. Devir sayısı sabit tutulmuş  $n = 2860$  d/dak'da deney yapılmıştır.

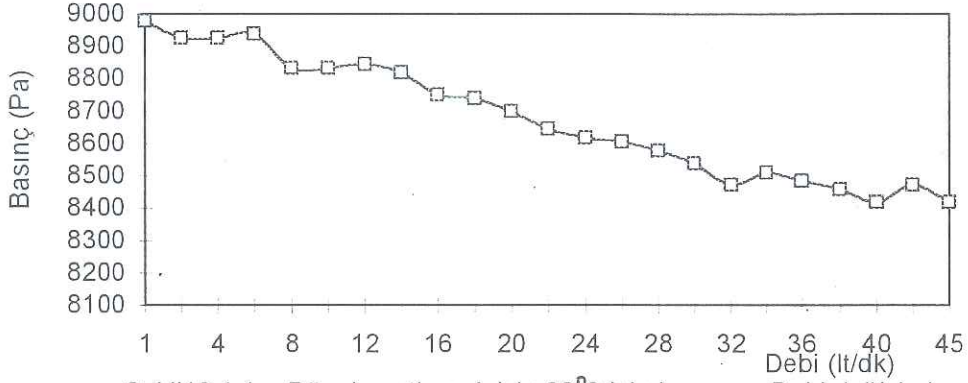
Deneydeki basınç hattı üzerinde kullanılan valf ile hassas debi ayarı yapılarak, her üç şekildeki çark içinde farklı sıcaklıklarda ( $20^\circ\text{C} - 85^\circ\text{C}$ ) debi (Q), manometrik yükseltilik (H), güç (P), ve verim ( $\eta$ ) değişimleri incelenmiş, bunlara bağlı olarak grafikler çizilmiştir. Şimdi bu değişimleri inceliyelim.

#### 12.1. DÜZ KANATLI ÇARKLARDA DEBİYE BAĞLI OLARAK BASINÇ, AKIŞKAN GÜCÜ VE VERİM DEĞİŞİMİ

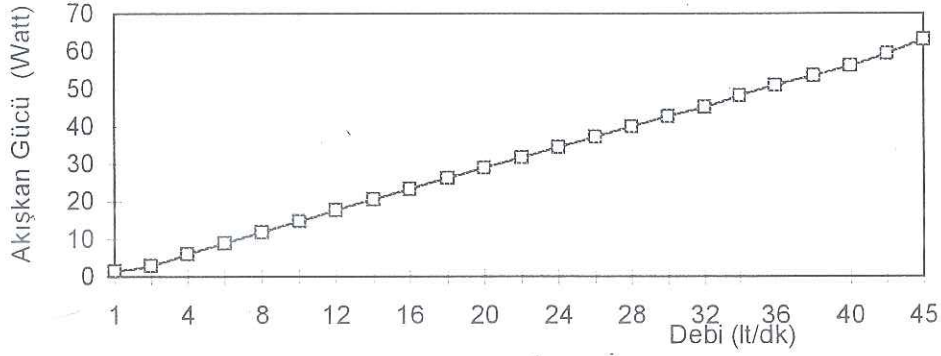
Düz kanatlı çarklarda deneyde kullanılan akışkan (su)  $22^\circ\text{C}$  'de iken deney işlemine başlanmıştır. Debinin çok küçük aralıklardaki verileri okunmuş, gerekli hesaplamalar yapılmış, belli değerler elde edilmiştir. Bu değerler tablolar halinde Ek'ler kısmında ' da verilmiştir.

Bu verilen tablolardaki değerler için çizilen grafik halindeki şekillerin kısaca açıklamaları Ek A' de verilmiştir.

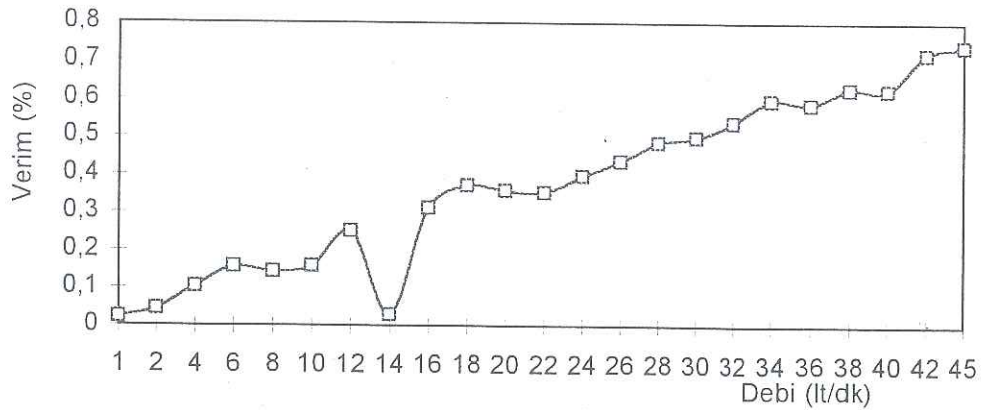
Düz kanatlı çark için Tablo A.1'de verilen 22°C için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimleri Şekil (12.1.1),(12.1.2),(12.1.3)'de verilmiştir.



Şekil 12,1,1, Düz kanatlı çark için 22°C için basınç ve Debi değişimi

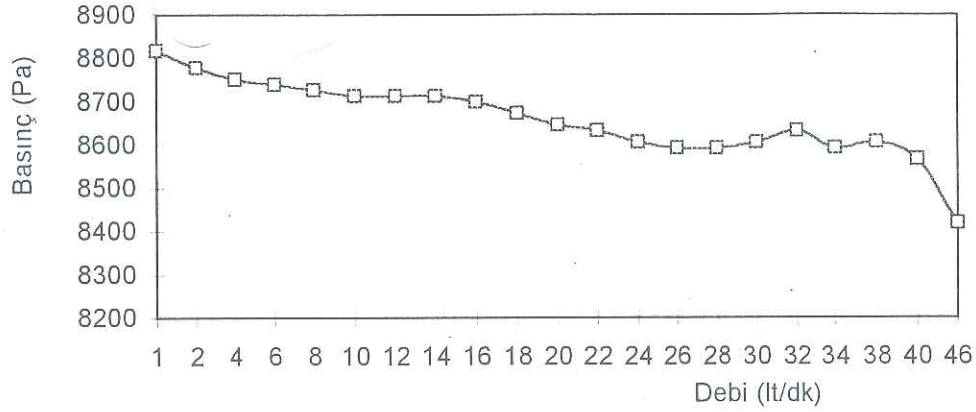


Şekil 12,1,2 Düz kanatlı çark için 22°C için Akışkan gücü ve Debi değişimi

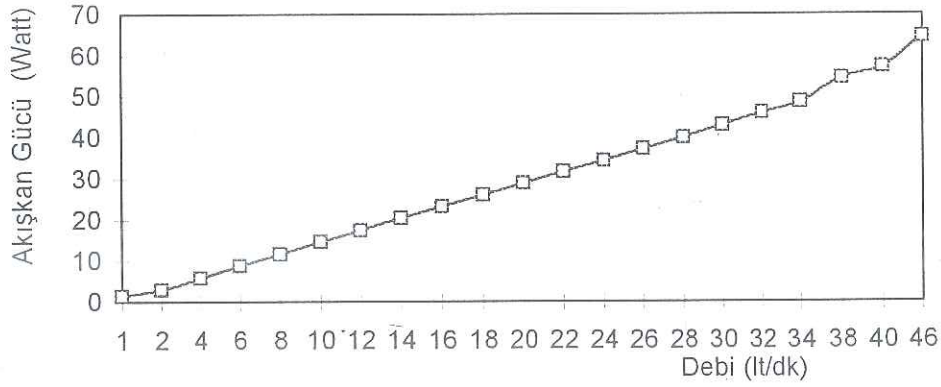


Şekil 12,1,3, Düz kanatlı çark için 22°C için Verim ve Debi değişimi

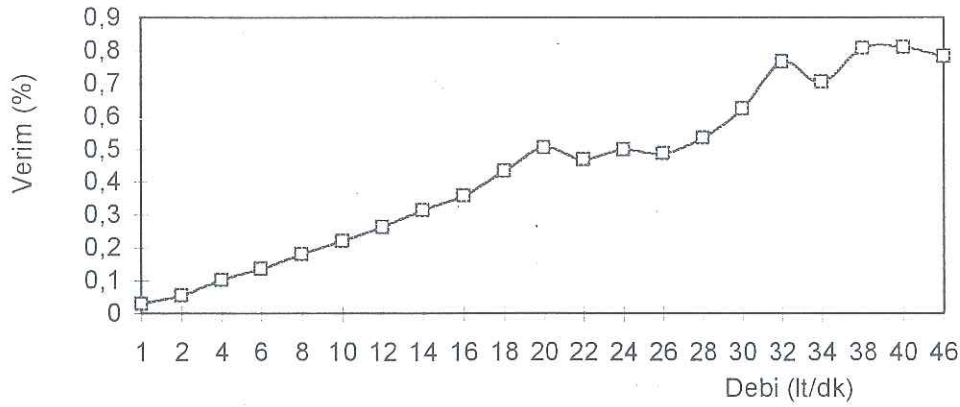
Düz kanatlı çark için Tablo A.2'de verilen 32°C için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimleri Şekil (12.1.4),(12.1.5),(12.1.6)'de verilmiştir.



Şekil 12.1.4, Düz kanatlı çark için 33°C için basınç ve Debi değişimi

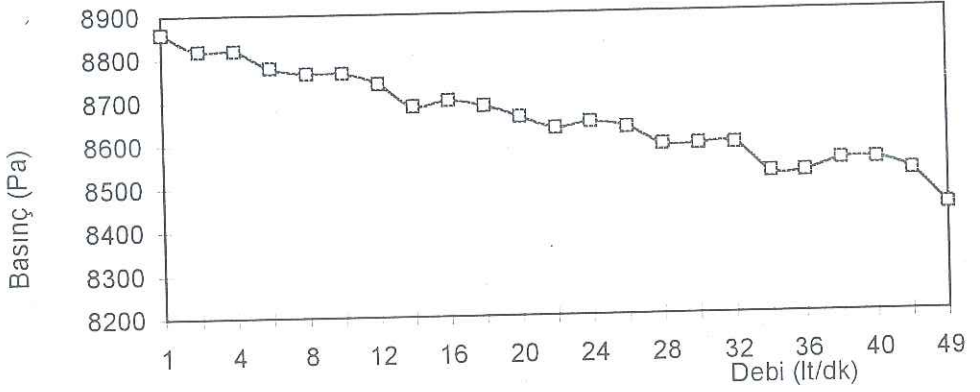


Şekil 12.1.5, Düz kanatlı çark için 33°C için Akışkan gücü ve Debi değişimi

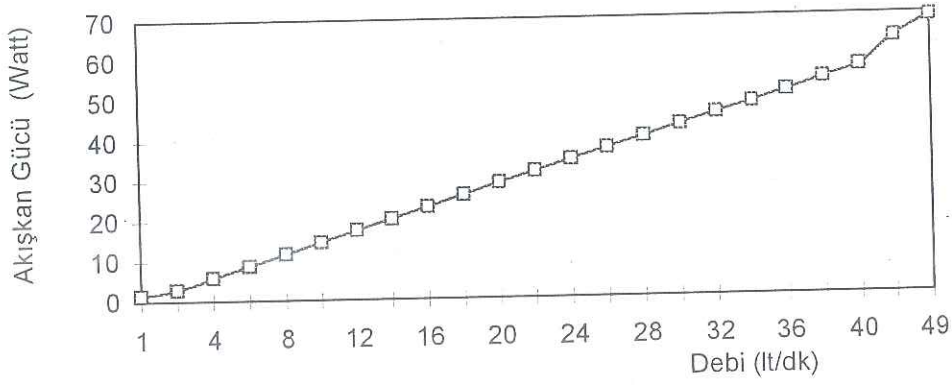


Şekil 12.1.6, Düz kanatlı çark için 33°C için Verim ve Debi değişimi

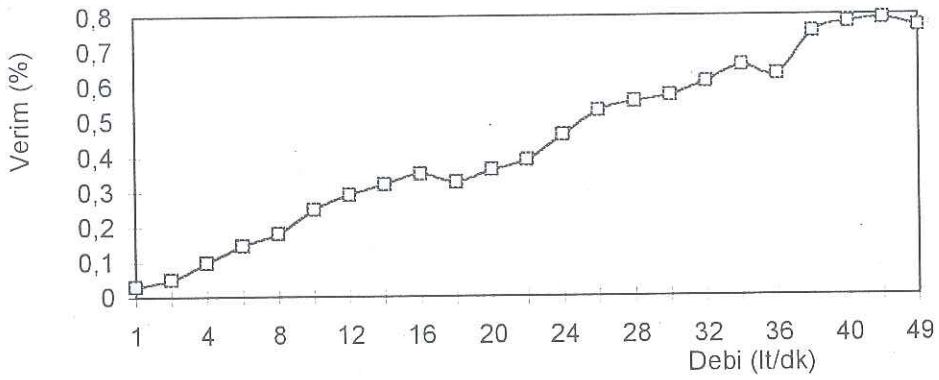
Düz kanatlı çark için Tablo A.3'de verilen 40°C için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimleri Şekil (12.1.7),(12.1.8),(12.1.9)'de verilmiştir.



Şekil 12,1,7, Düz kanatlı çark için 40°C için Basınç ve Debi değişimi

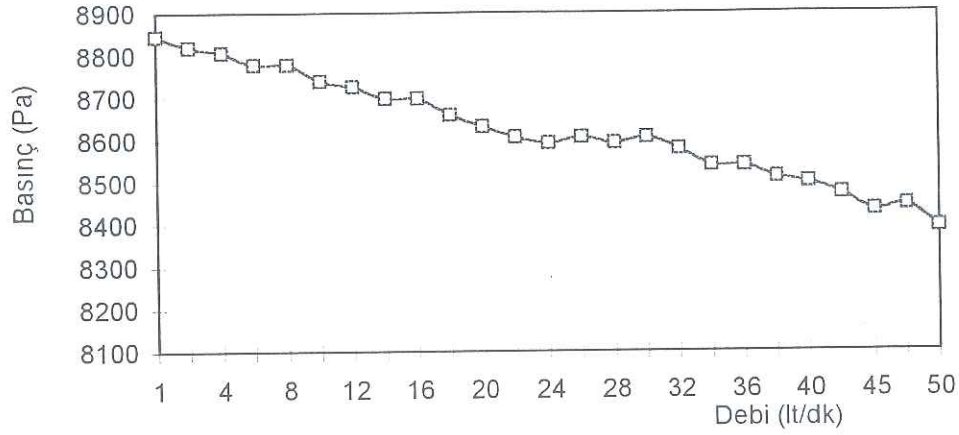


Şekil12,1,8, Düz kanatlı çark için40°C için akışkan gücü ve Debi değişimi

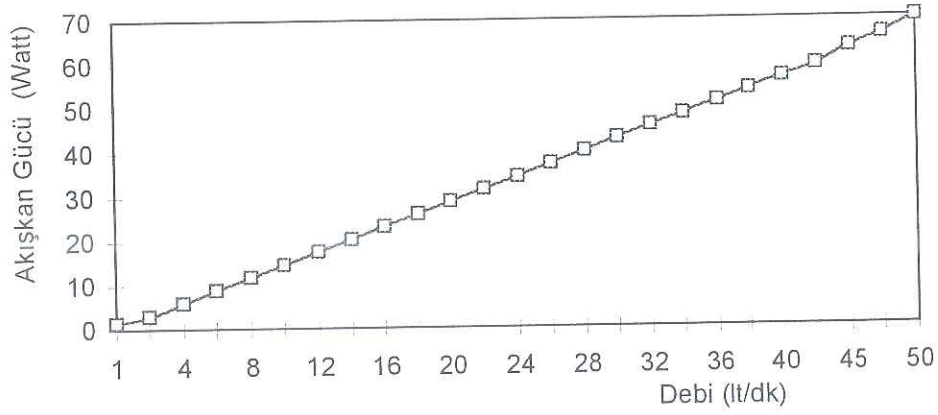


Şekil 12,1,9, Düz kanatlı çark için 40°C için Verim ve Debi değişimi

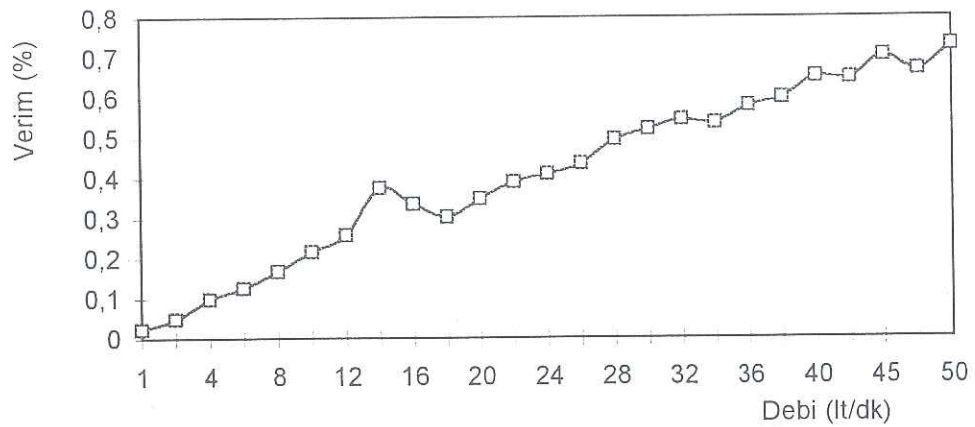
Düz kanatlı çark için Tablo A.4'de verilen  $50^{\circ}\text{C}$  için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimleri Şekil (12.1.10),(12.1.11),(12.1.12)'de verilmiştir.



Şekil 12,1,10, Düz kanatlı çark için  $50^{\circ}\text{C}$  için Basınç ve Debi değişimi

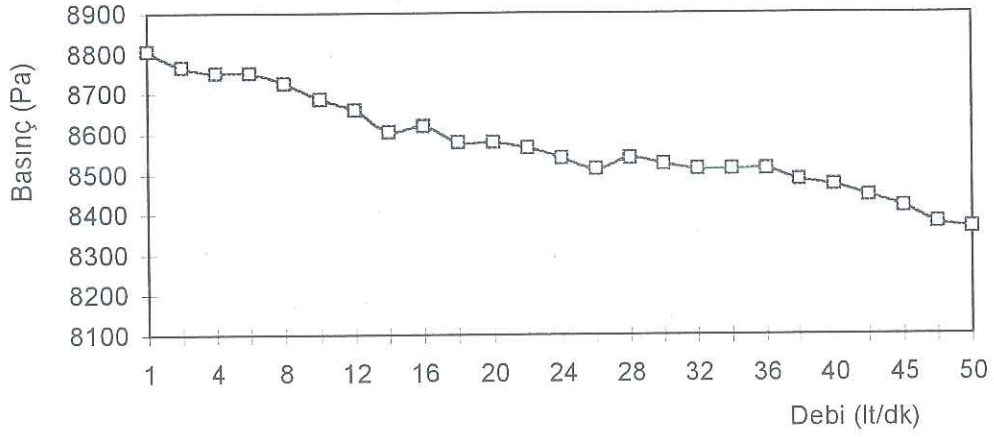


Şekil 12,1,11, Düz kanatlı çark için  $50^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi değişimi

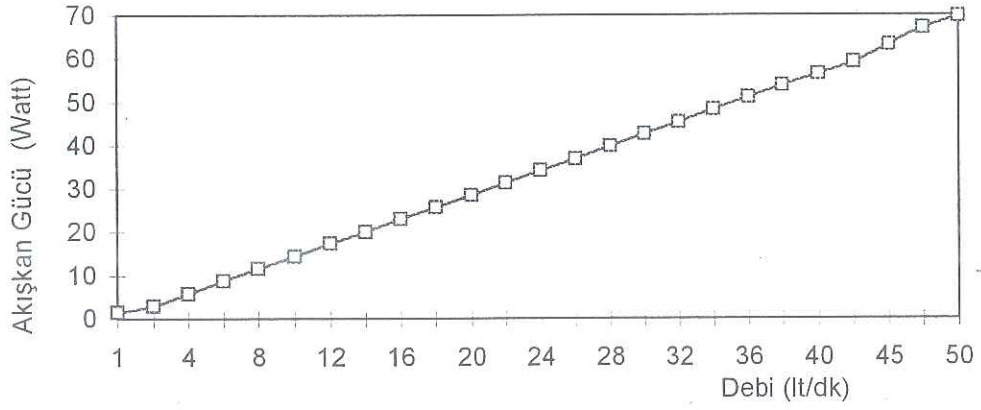


Şekil 12,1,12, Düz kanatlı çark için  $50^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

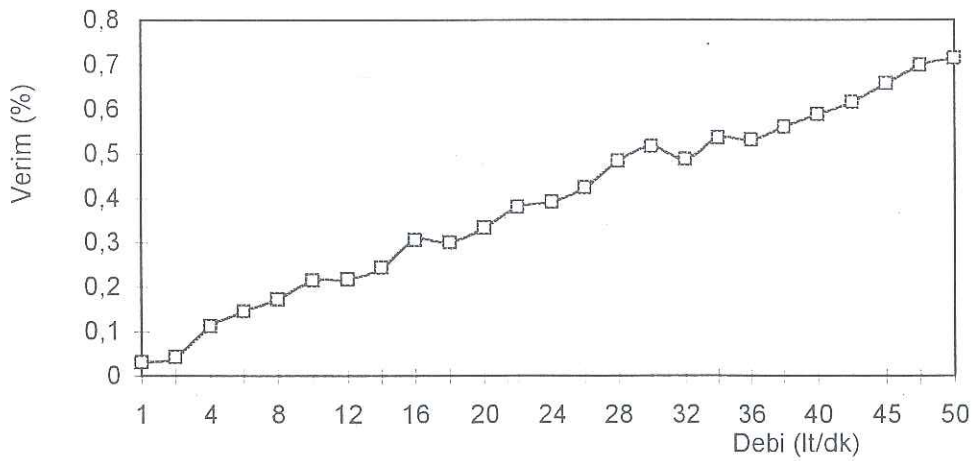
Düz kanatlı çark için Tablo A.5'de verilen 60°C için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimleri Şekil (12.1.13),(12.1.14),(12.1.15)'de verilmiştir.



Şekil 12,1,13, Düz kanatlı çark için 60°C için Basınç ve Debi değişimi

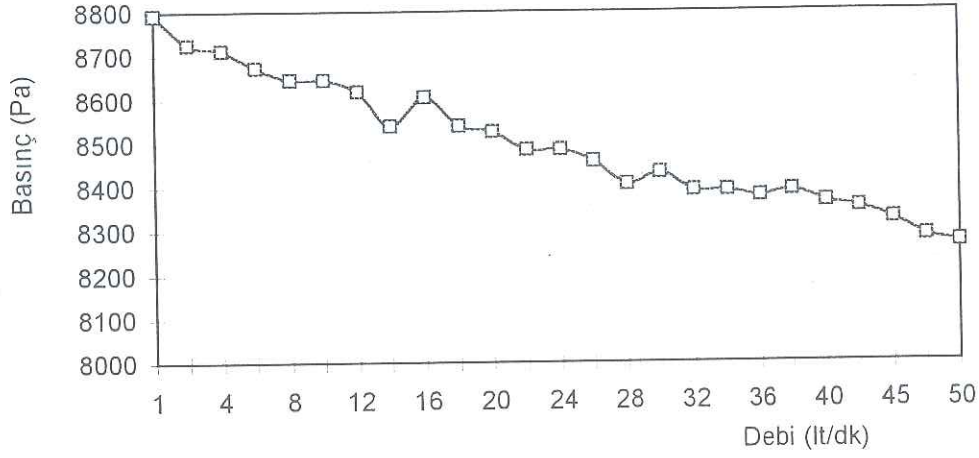


Şekil12,1,14, Düz kanatlı çark için60°C için Akışkan gücü ve Debi değişimi

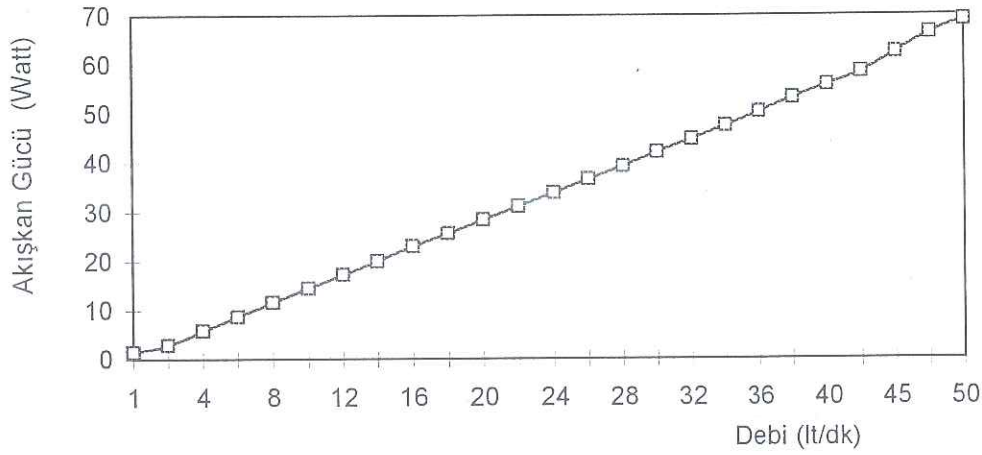


Şekil12,1,15, Düz kanatlı çark için 60°C için Verim ve Debi değişimi

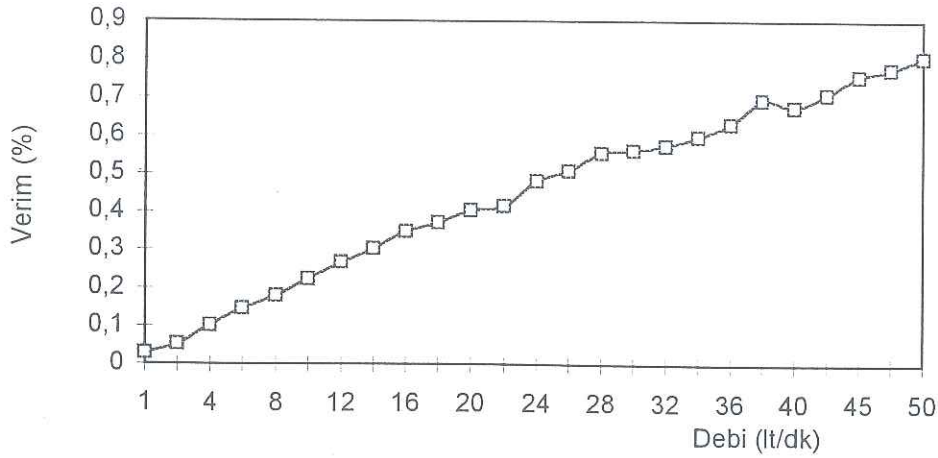
Düz kanatlı çark için Tablo A.6'de verilen 70°C için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimleri Şekil (12.1.16),(12.1.17),(12.1.18)'de verilmiştir.



Şekil12,1,16, Düz kanatlı çark için 70°C için Basınç ve Debi değişimi

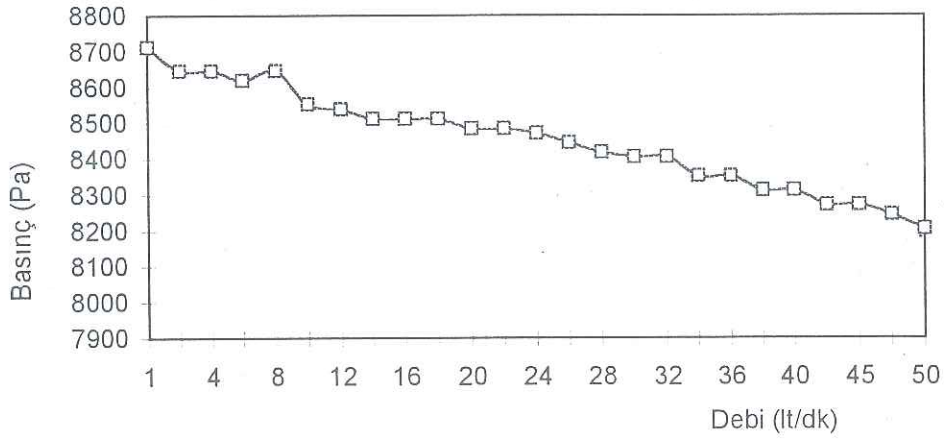


Şekil 12,1,17 Düz kanatlı çark için 70°C için Akışkan gücü ve Debi değişimi

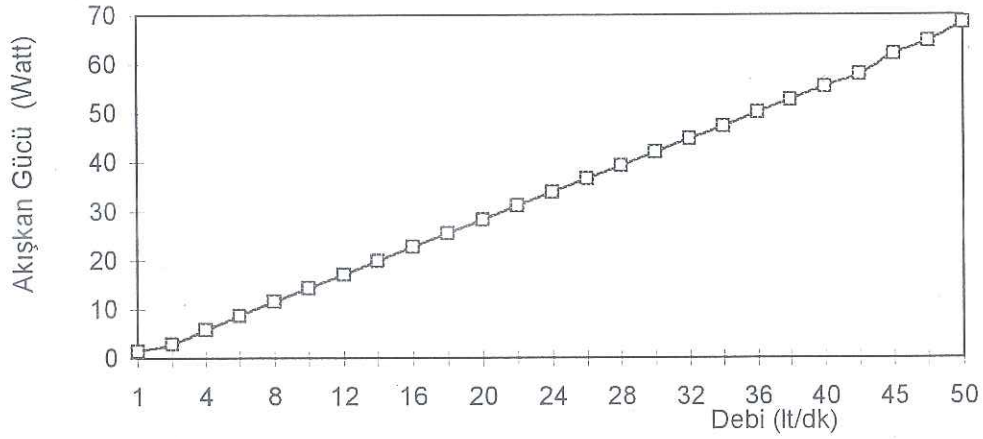


Şekil12,1,18, Düz kanatlı çark için 70°C için Verim ve Debi değişimi

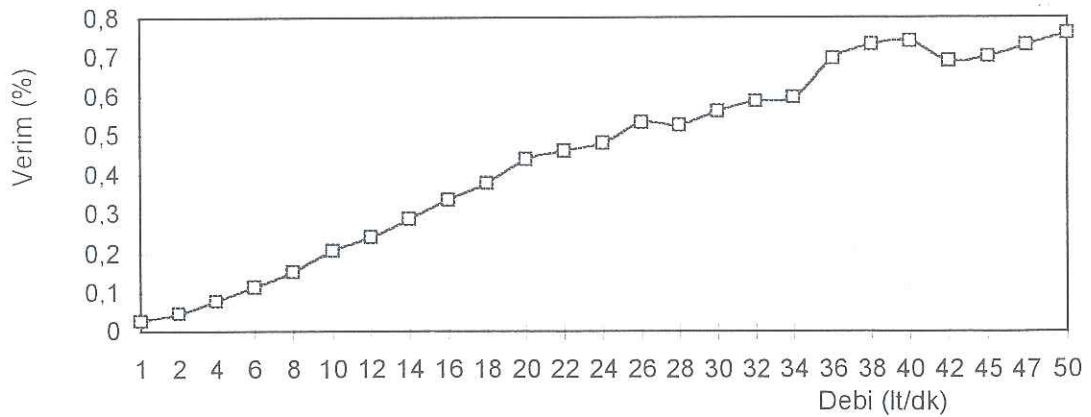
Düz kanatlı çark için Tablo A.7'de verilen  $80^{\circ}\text{C}$  için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değerleri Şekil (12.1.19),(12.1.20),(12.1.21)'de verilmiştir.



Şekil 12,1,19, Düz kanatlı çark için  $80^{\circ}\text{C}$  için Basınç ve Debi değişimi



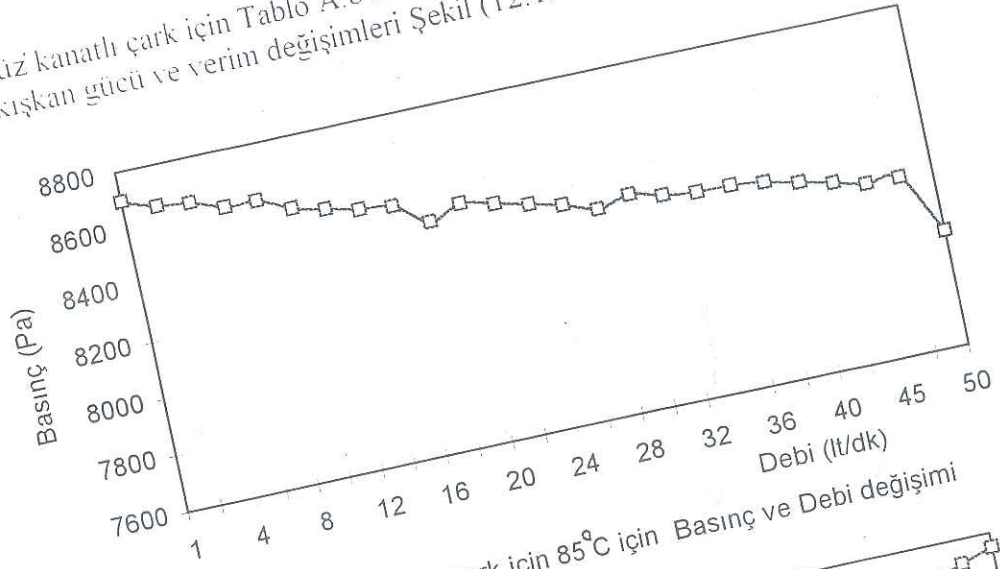
Şekil 12,1,20, Düz kanatlı çark için  $80^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi değişimi



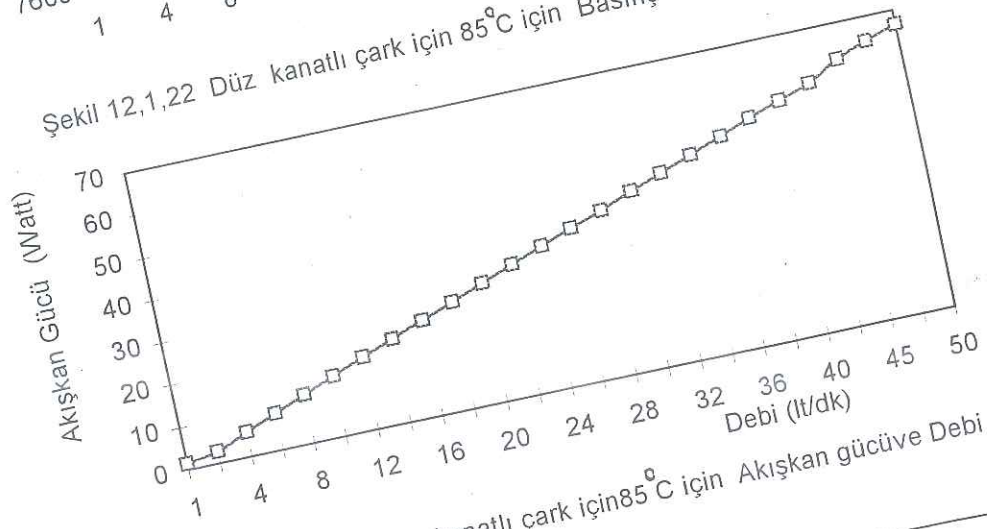
Şekil 12,1,21, Düz kanatlı çark için  $80^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi



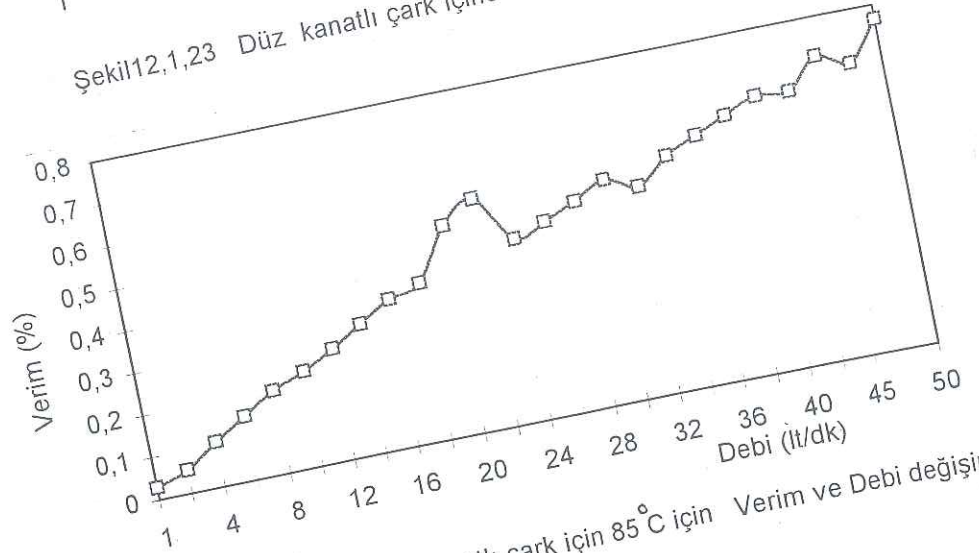
Düz kanatlı çark için Tablo A.8'de verilen  $85^{\circ}\text{C}$  için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimleri Şekil (12.1.22),(12.1.23),(12.1.24)'de verilmiştir.



Şekil 12,1,22 Düz kanatlı çark için  $85^{\circ}\text{C}$  için Basınç ve Debi değişimi

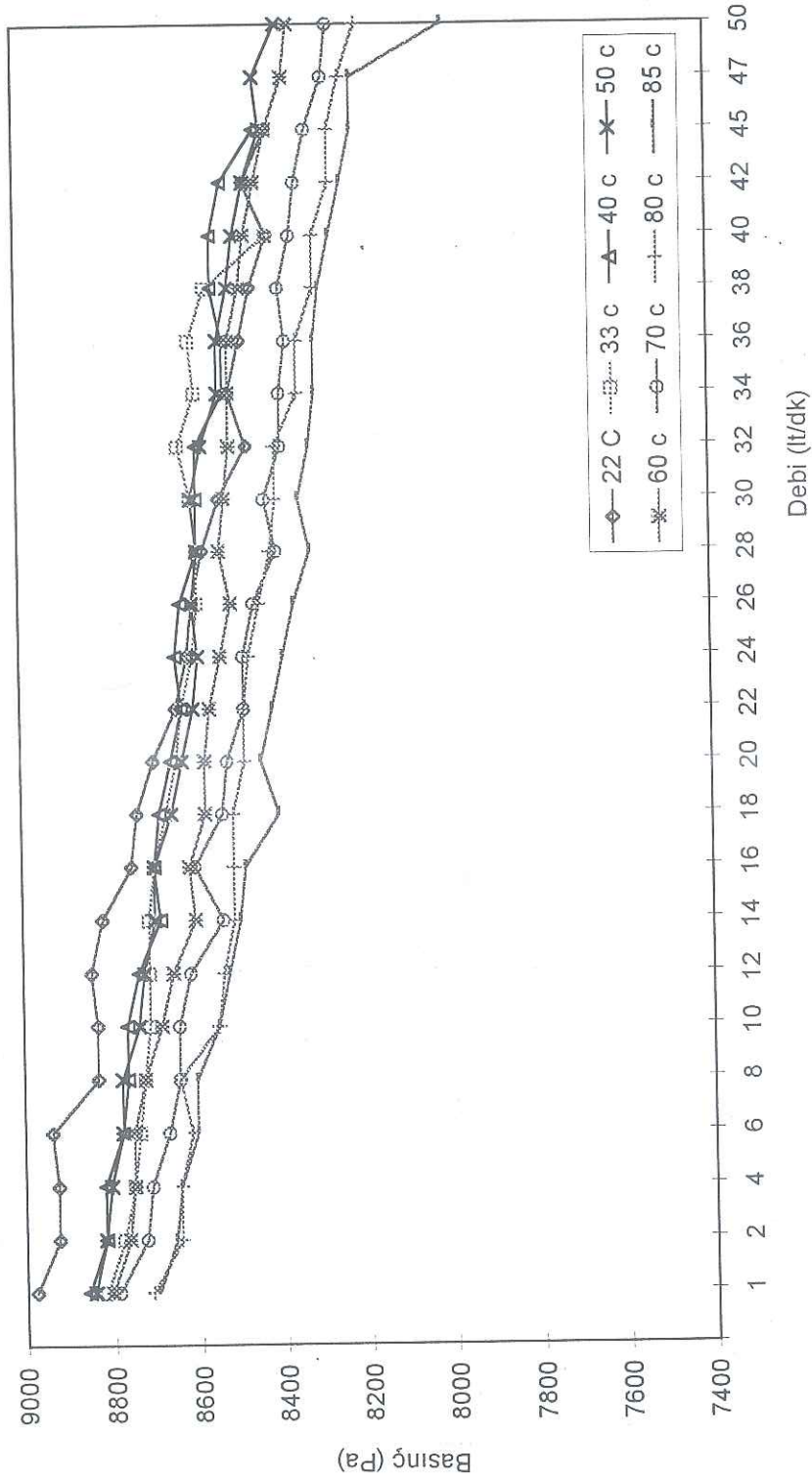


Şekil 12,1,23 Düz kanatlı çark için  $85^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücüne Debi değişimi



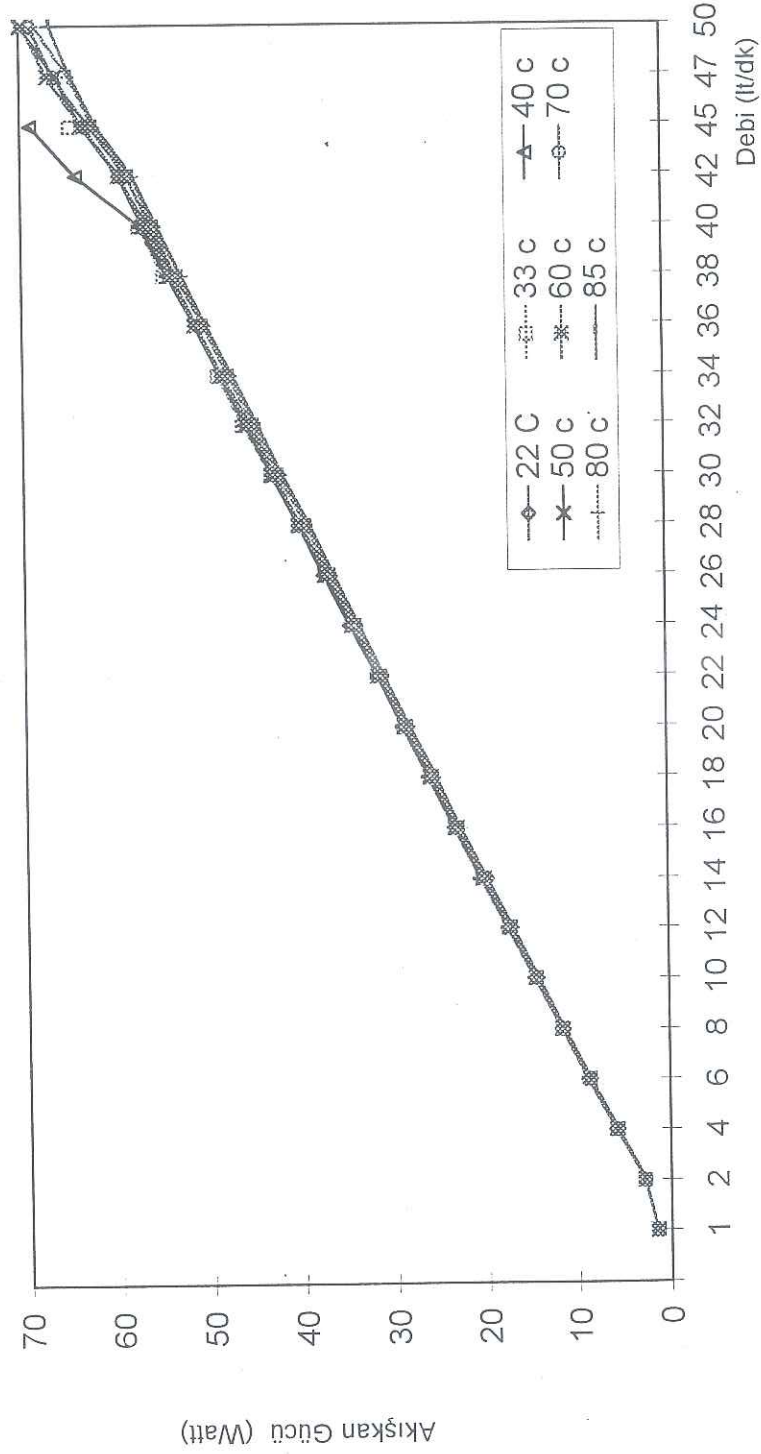
Şekil 12,1,24, Düz kanatlı çark için  $85^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

Düz kanatlı çarklarda  $T_{su} = 22^{\circ}\text{C} - 85^{\circ}\text{C}$  'de Basınç ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.



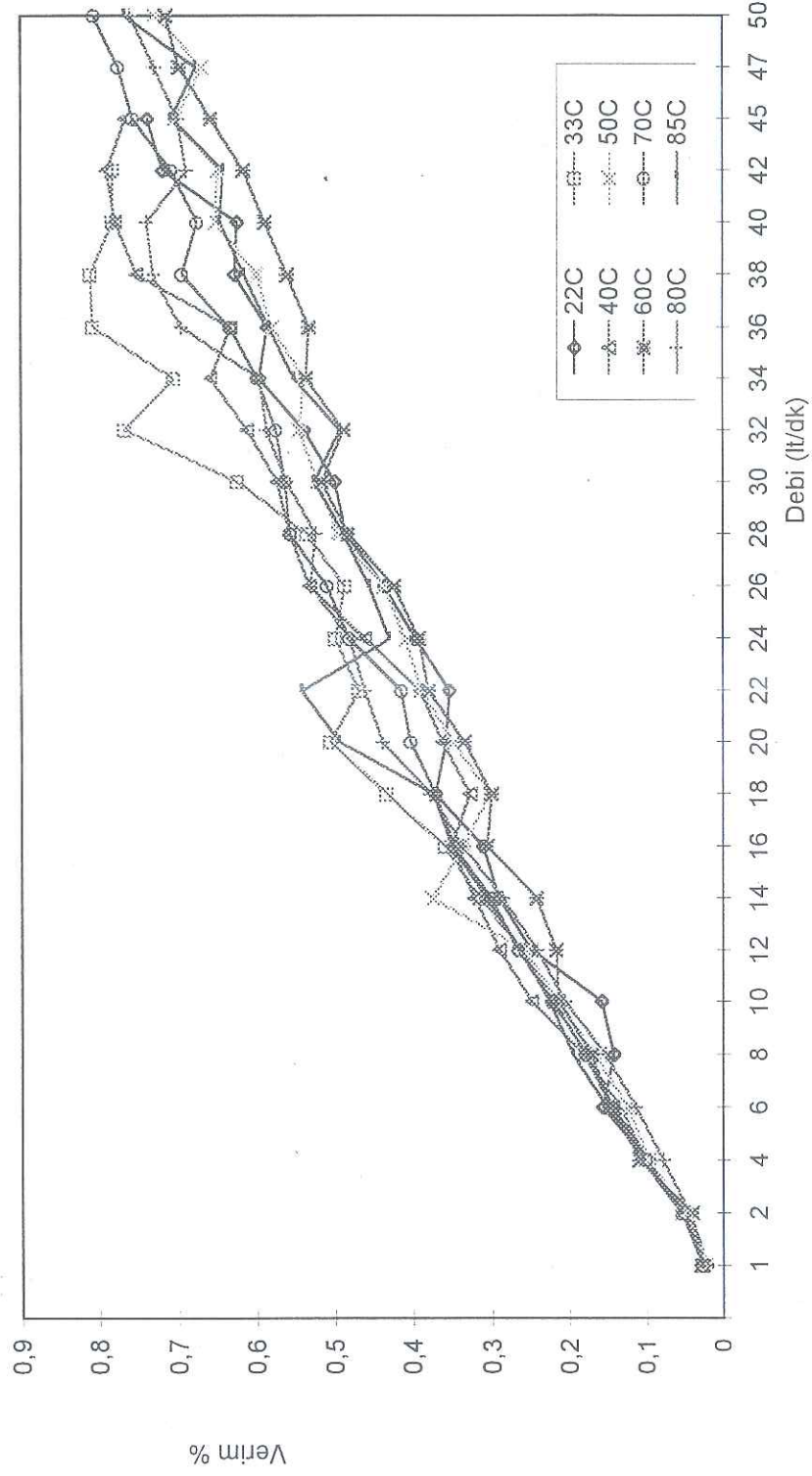
Şekil (12.1.25) Düz kanatlı çark için  $20^{\circ}\text{C}$  ile  $85^{\circ}\text{C}$  için basınç ve Debi değişimi

Düz kanatlı çarklarda  $T_{su} = 22^{\circ}\text{C} - 85^{\circ}\text{C}$  'de Akışkan gücü ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.



Şekil (12.1.26), Düz kanatlı çark için  $20^{\circ}\text{C}$  ile  $85^{\circ}\text{C}$  için akışkan gücü ve Debi değişimi

Düz kanatlı çarklarda  $T_{su} = 22^{\circ}\text{C} - 85^{\circ}\text{C}$  'de Verim ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.

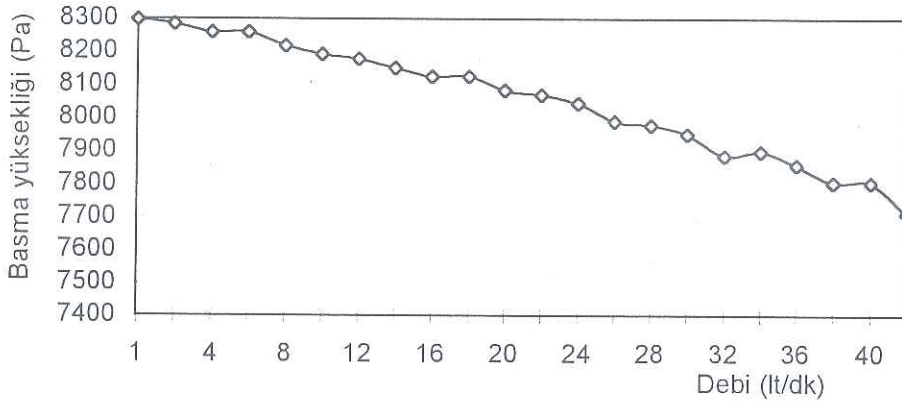


Şekil (12.127). Düz kanatlı çark için  $20^{\circ}\text{C}$  ile  $85^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

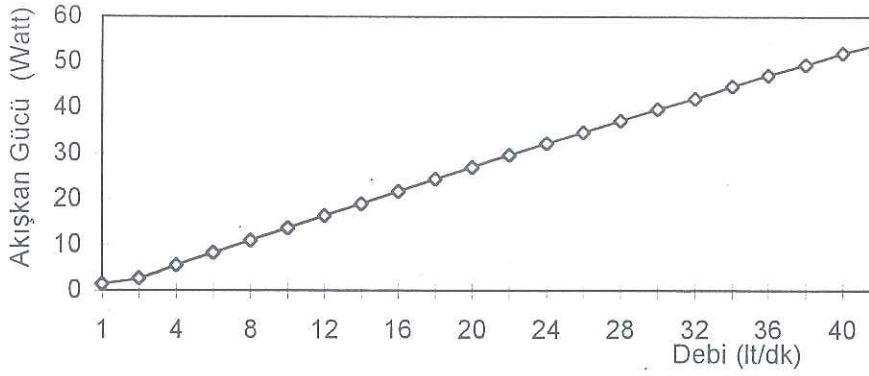
## 12.2. ÖNE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA DEBİYE BAĞLI OLARAK BASINÇ, AKIŞKAN GÜCÜ VE VERİM DEĞİŞİMLERİ

Öne eğik kanatlı çarklarda debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimleri düz kanatlı çarklarda olduğu gibi  $23^{\circ}\text{C}$  'den başlayarak deneylerde debinin hassas ayarları yapılması ile okunan veriler ve yapılan hesaplamalarda elde edilen değerler tablolar halinde 'de verilmiştir. Bu verilen tablolardaki değerler için çizilen grafik halindeki şekillerin kısa açıklamaları Ek B 'de verilmiştir.

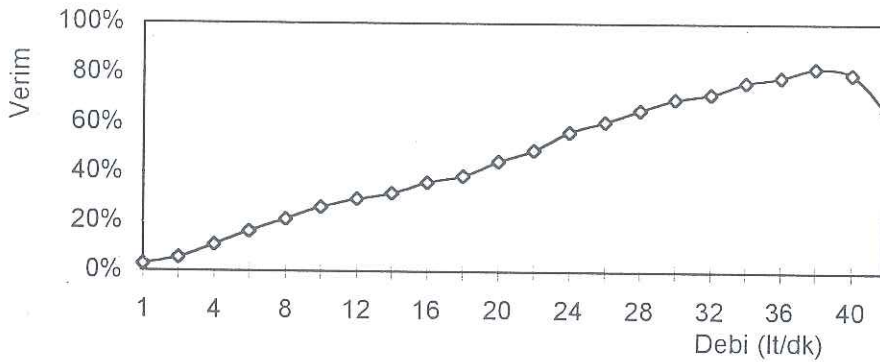
Öne eğik kanatlı çarklar için Tablo B.1. 'de verilen  $23^{\circ}\text{C}$  için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.2.1), (12.2.2), (12.2.3) 'da verilmiştir.



Şekil 12,2,1, Öne eğik kanatlı çark için  $23^{\circ}\text{C}$  için Basınç Debi değişimi

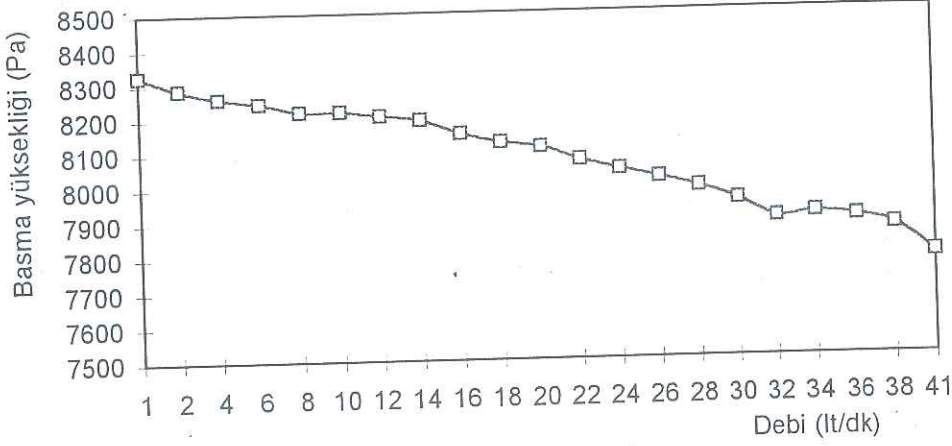


Şekil 12,2,2, Öne eğik kanatlı çark için  $23^{\circ}\text{C}$  için Güç Debi değişimi

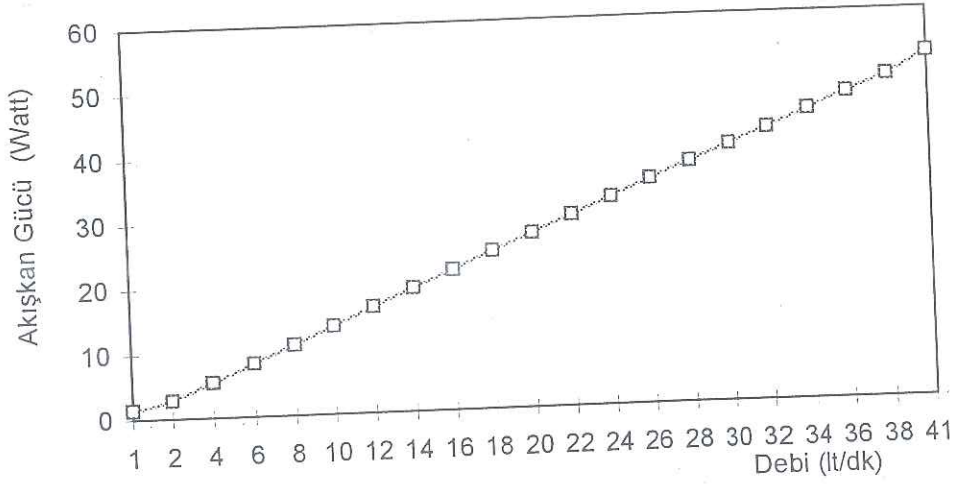


Şekil 12,2,3, Öne eğik kanatlı çark için  $23^{\circ}\text{C}$  için Verim Güç Debi değişimi

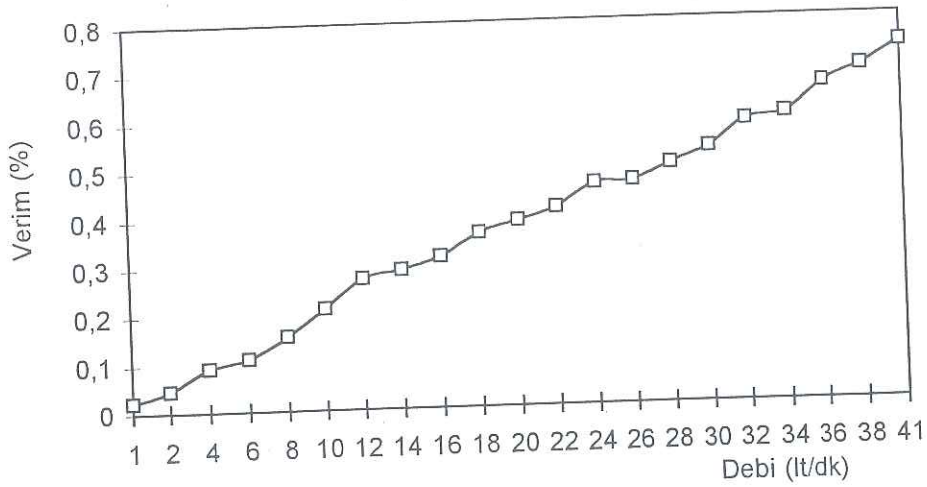
Öne eğik kanatlı çarklar için Tablo B.2. 'de verilen  $30^{\circ}\text{C}$  için debiye bğlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.2.4), (12.2.5), (12.2.6) 'da verilmiştir.



Şekil 12,2,4 Öne eğik kanatlı çark için  $30^{\circ}\text{C}$  için Basınç Debi değişimi

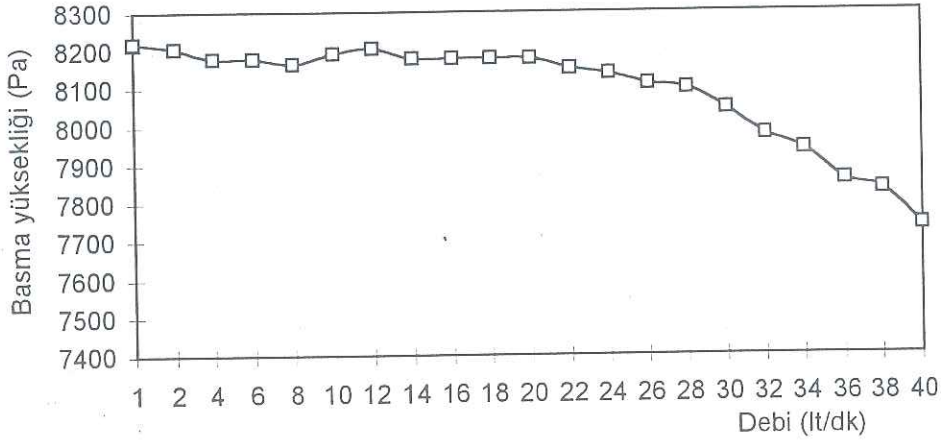


Şekil 12,2,5, Öne eğik kanatlı çark için  $30^{\circ}\text{C}$  için Güç Debi değişimi

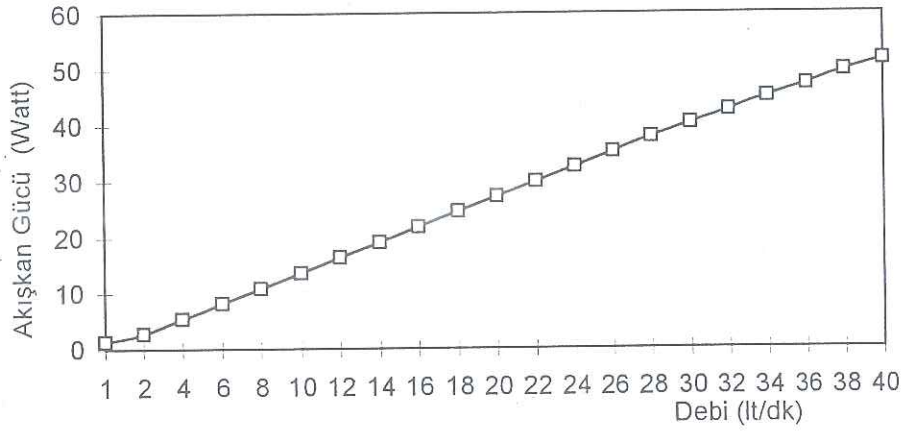


Şekil 12,2,6 Öne eğik kanatlı çark için  $30^{\circ}\text{C}$  için Verim Güç Debi değişimi

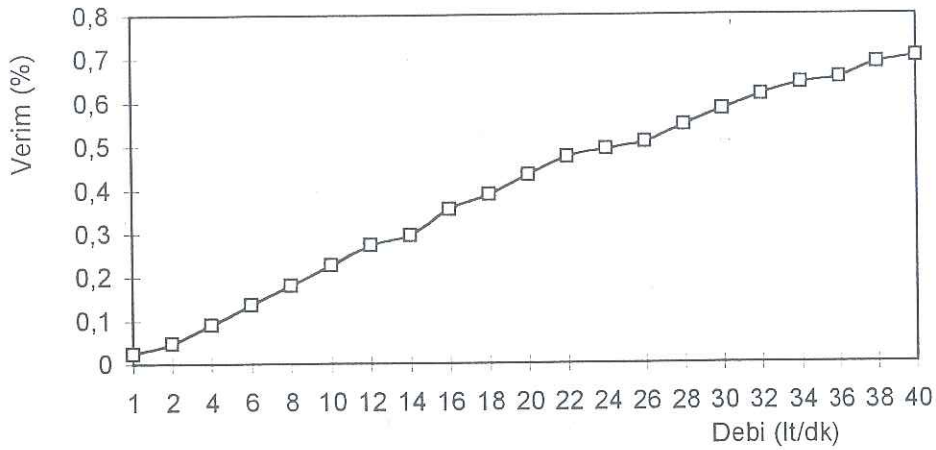
Öne eğik kanatlı çarklar için Tablo B.3.' de verilen  $40^{\circ}\text{C}$  için debiye bğlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.2.7), (12.2.8), (12.2.9) ' da verilmiştir.



Şekil 12,2,7, Öne eğik kanatlı çark için  $40^{\circ}\text{C}$  için Basınç Debi değişimi

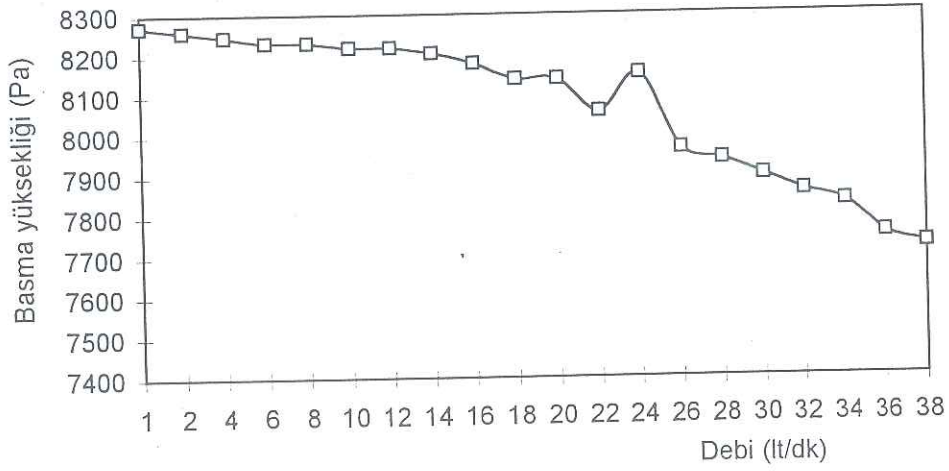


Şekil 12,2,8, Öne eğik kanatlı çark için  $40^{\circ}\text{C}$  için Güç Debi değişimi

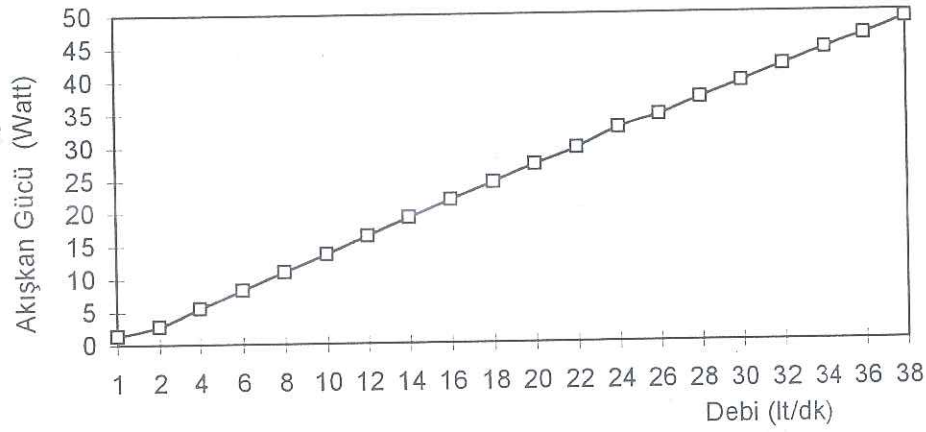


Şekil 12,2,9, Öne eğik kanatlı çark için  $40^{\circ}\text{C}$  için Verim Güç Debi değişimi

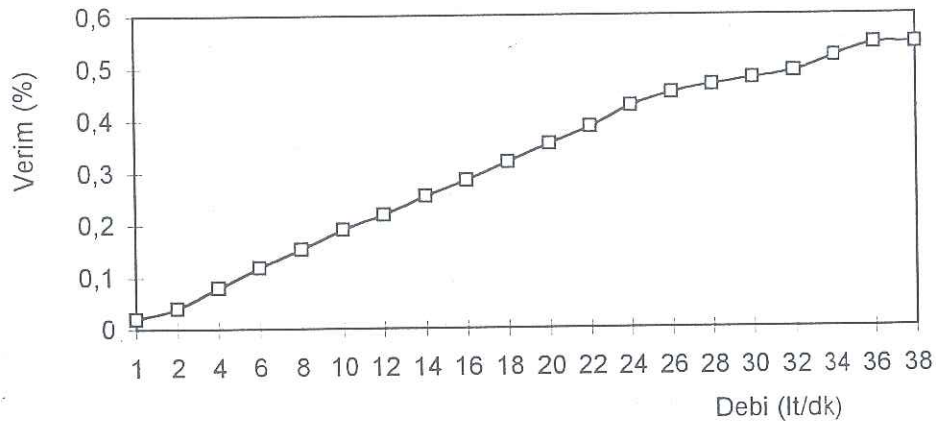
Öne eğik kanatlı çarklar için Tablo B.4. ' de verilen  $50^{\circ}\text{C}$  için debiye bğlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.2.10), (12.2.11), (12.2.12) ' da verilmiştir.



Şekil 12,2,10, Öne eğik kanatlı çark için  $50^{\circ}\text{C}$  için Basınç Debi değişimi



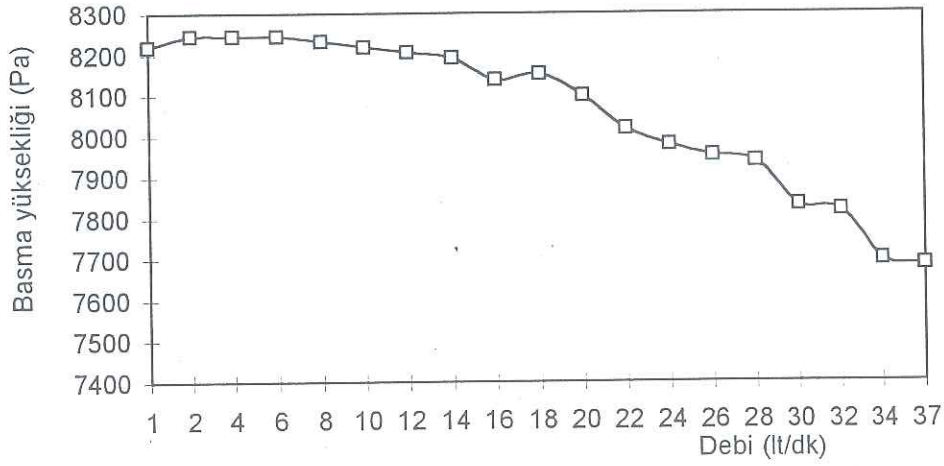
Şekil 12,2,11, Öne eğik kanatlı çark için  $50^{\circ}\text{C}$  için Güç Debi değişimi



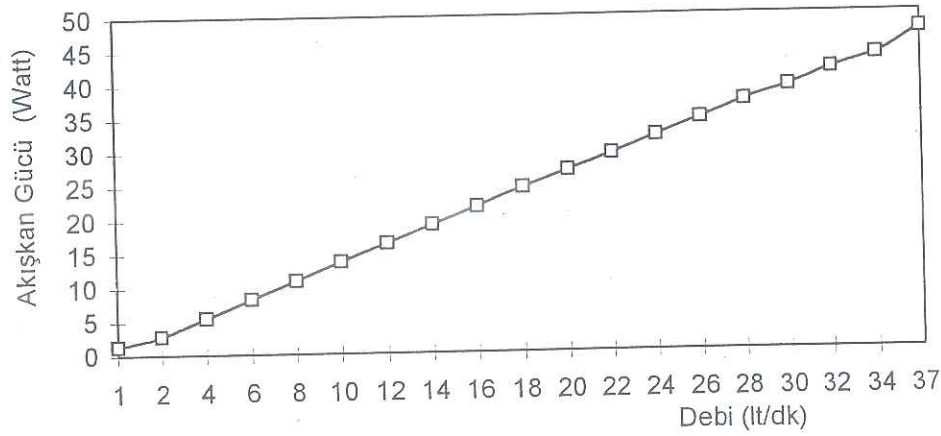
Şekil 12,2,12, Öne eğik kanatlı çark için  $50^{\circ}\text{C}$  için Verim Güç Debi değişimi



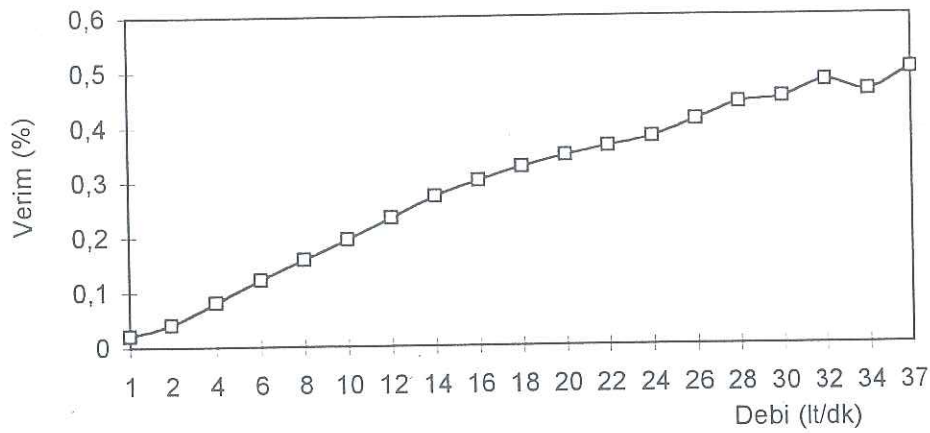
Öne eğik kanatlı çarklar için Tablo B.5. ' de verilen  $60^{\circ}\text{C}$  için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.2.13), (12.2.14), (12.2.15) ' da verilmiştir.



Şekil 12,2,13, Öne eğik kanatlı çark için  $60^{\circ}\text{C}$  için Basınç Debi değişimi

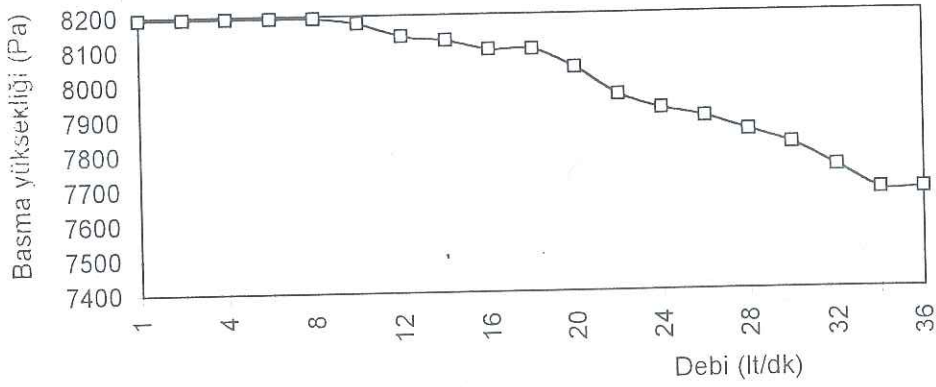


Şekil 12,2,14, Öne eğik kanatlı çark için  $60^{\circ}\text{C}$  için Güç Debi değişimi

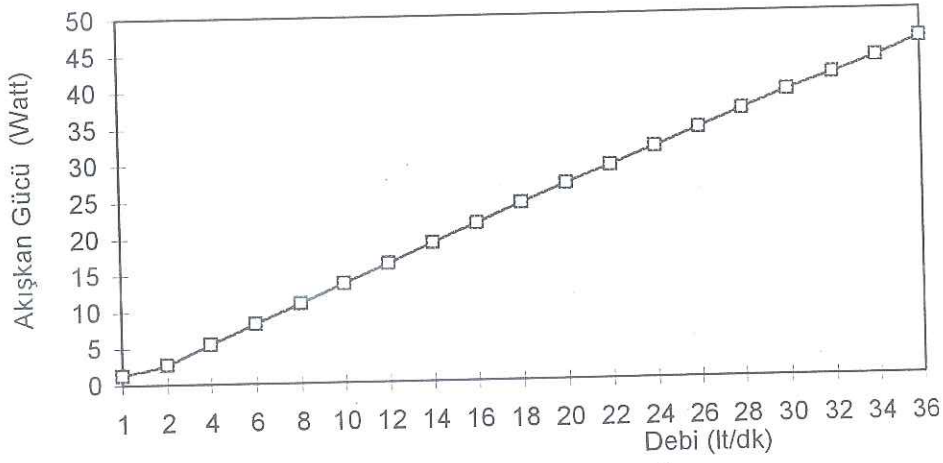


Şekil 12,2,15, Öne eğik kanatlı çark için  $60^{\circ}\text{C}$  için Verim Güç Debi değişimi

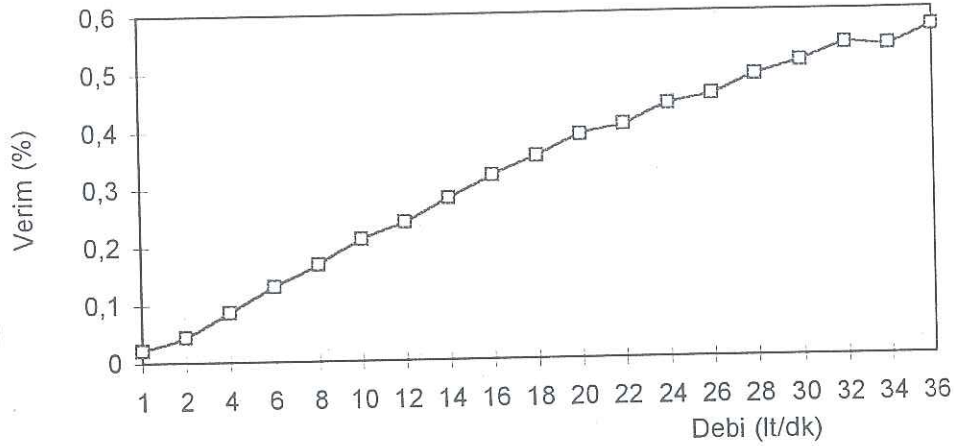
Öne eğik kanatlı çarklar için Tablo B.6. ' de verilen  $70^{\circ}\text{C}$  için debiye bğlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.2.16), (12.2.17), (12.2.18) ' da verilmiştir.



Şekil 12.2,16 Öne eğik kanatlı çark için 70 C için Basınçve Debi değişimi

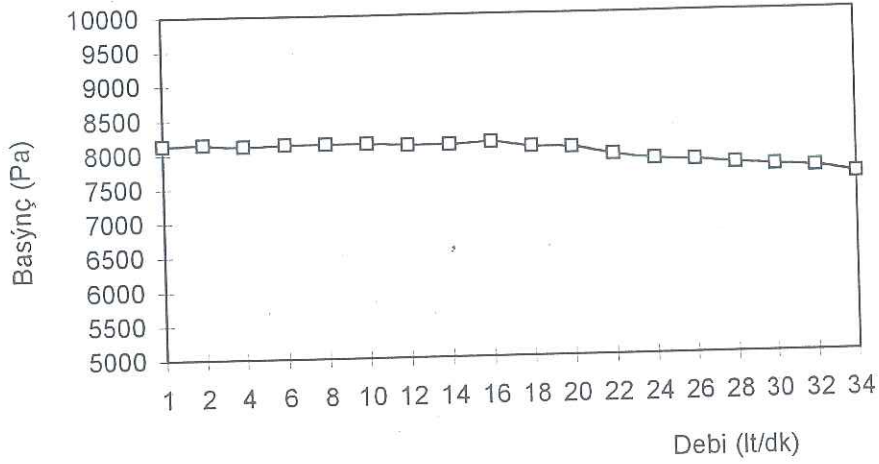


Şekil 12,2,17, Öne eğik kanatlı çark için  $70^{\circ}\text{C}$  için Güç Debi değişimi

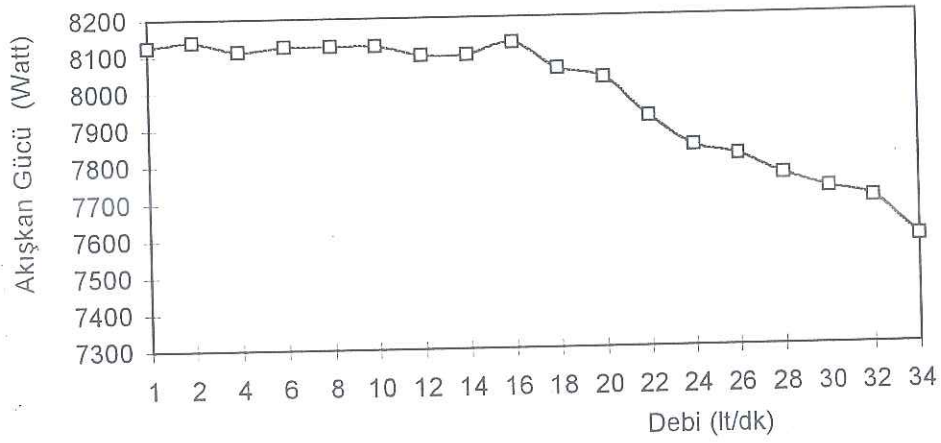


Şekil 12,2,18, Öne eğik kanatlı çark için  $70^{\circ}\text{C}$  için Verim Güç Debi değişimi

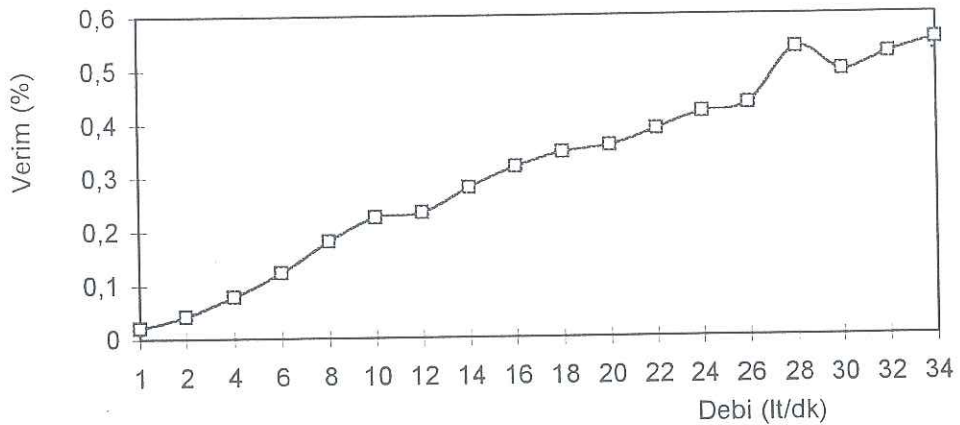
Öne eğik kanatlı çarklar için Tablo B.7. ' de verilen  $80^{\circ}\text{C}$  için debiye bğlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.2.19), (12.2.20), (12.2.21) ' da verilmiştir.



Şekil 12,2,19, Öne Eğimli kanat  $t= 80^{\circ}\text{C}$  su sıcaklığı için Basınç Debi Değişimi

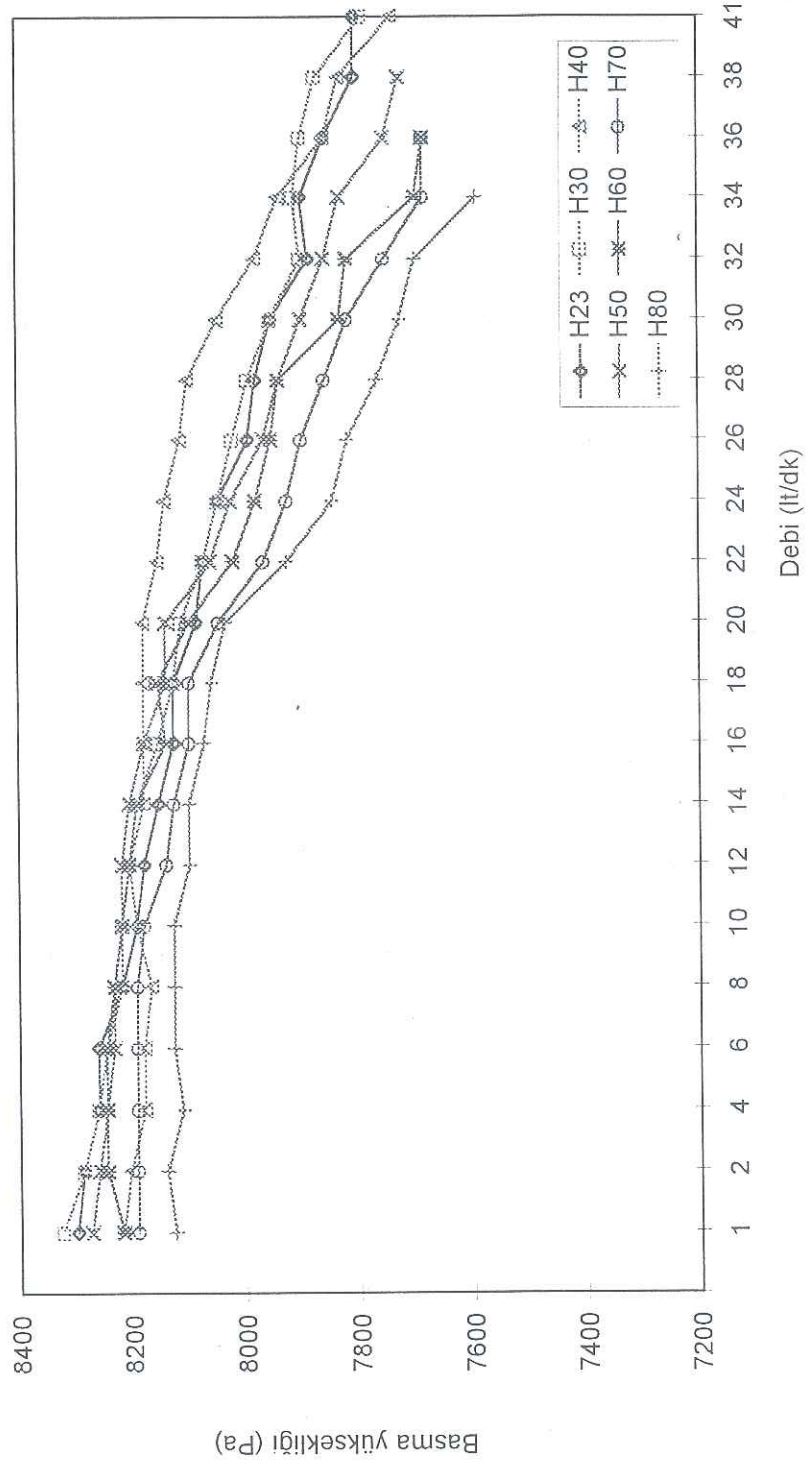


Şekil 12,2,20, Öne eğik kanatlı çark için  $80^{\circ}\text{C}$  için Güç Debi değişimi



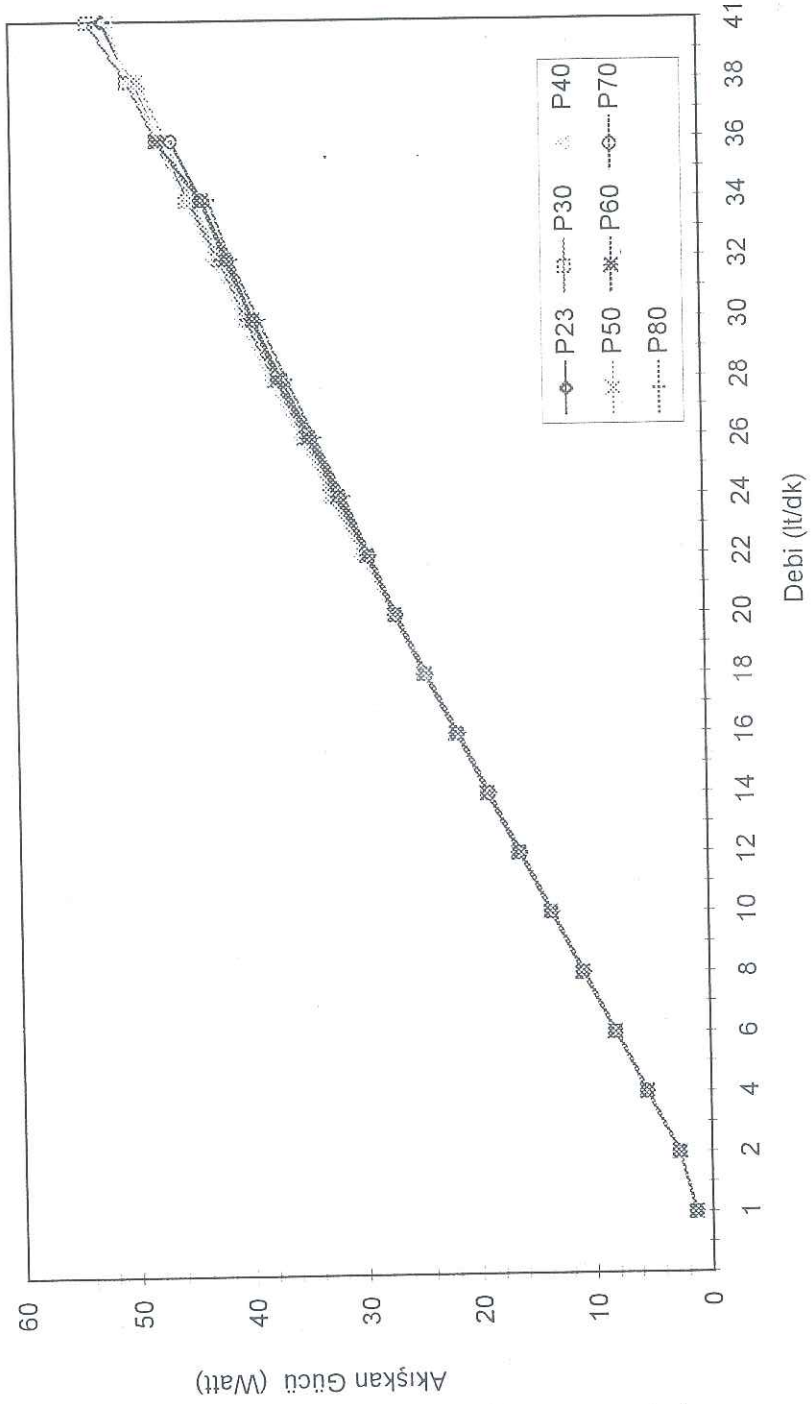
Şekil 12,2,21 Öne eğik kanatlı çark için  $80^{\circ}\text{C}$  için Verim Güç Debi değişimi

Öne eğik kanatlı çarklarda  $T_{su} = 23^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  'de Basınç ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.



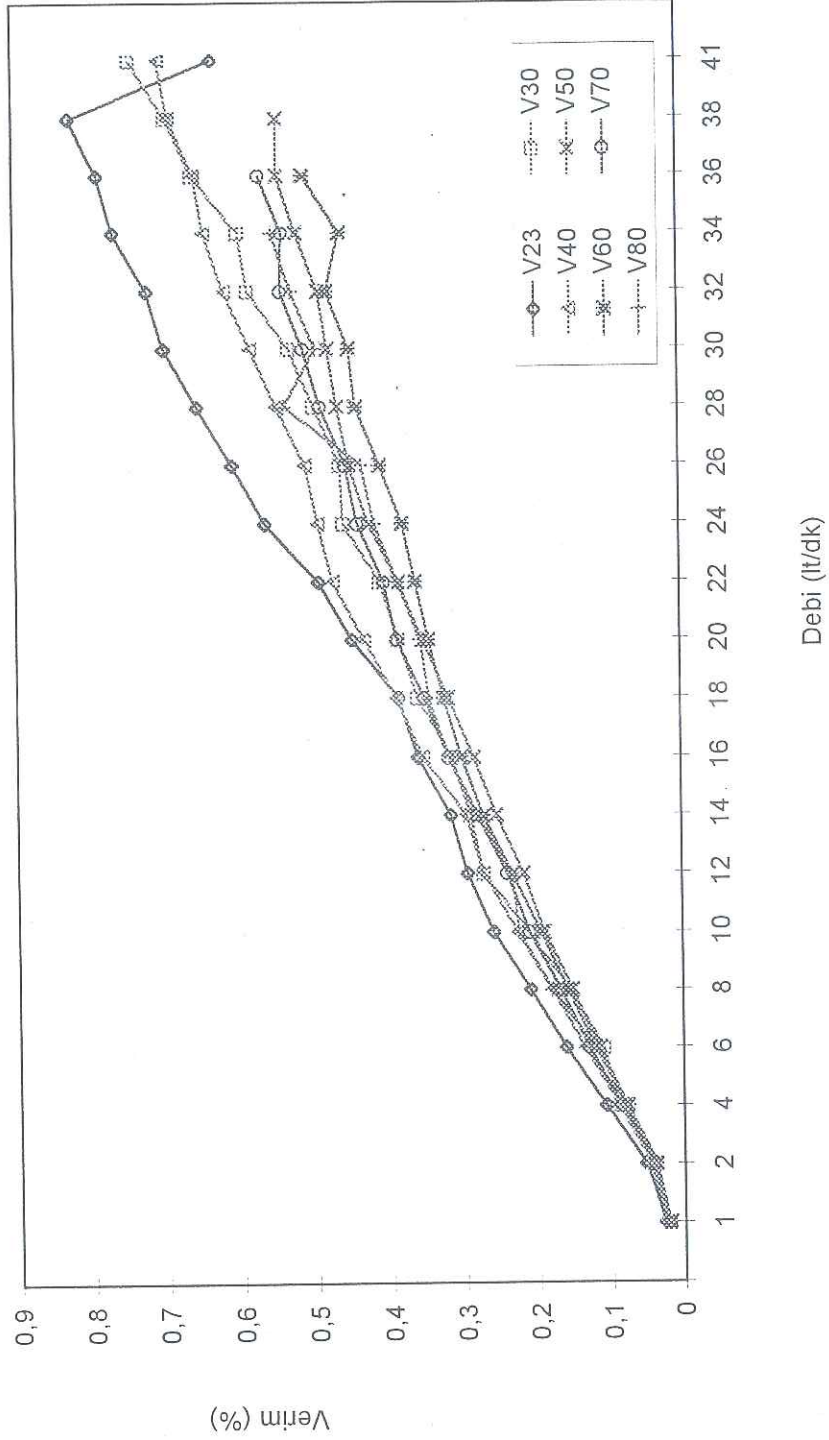
Şekil 12,2,22, Öne eğik kanatlı çarklarda  $23^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  için Basma yüksekliği ve Debi değişimi

Öne eğik kanatlı çarklarda  $T_{su} = 23^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$ 'de Akışkan gücü ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.



Şekil 12,2,23, Öne eğik kanatlı çarklarda  $23^{\circ}\text{C}$ - $80^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi değişimi

Öne eğik kanatlı çarklarda  $T_{su} = 23^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  'de Verim ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.

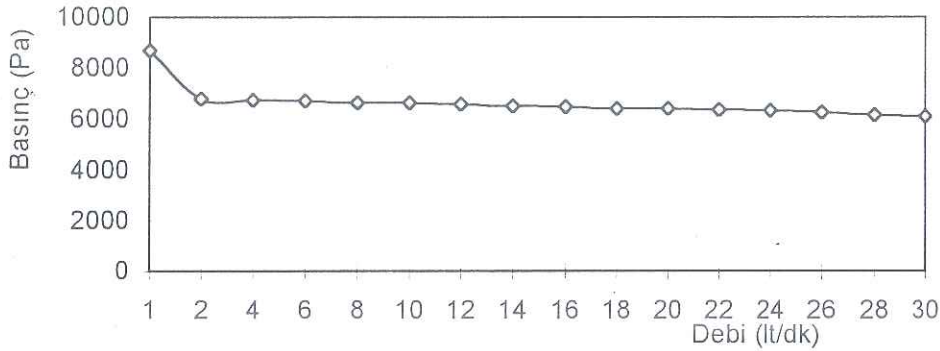


Şekil 12.2.24, Öne eğik kanatlı çarkda  $23^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

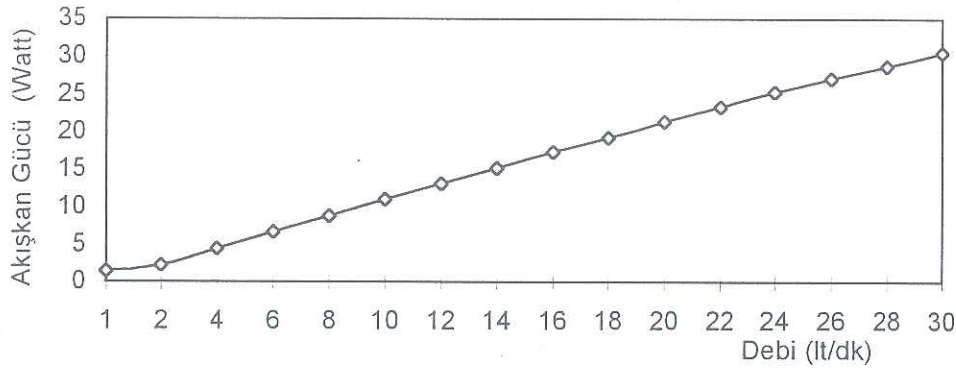
### 12.3. GERİYE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA DEBİYE BAĞLI OLARAK BASINÇ, AKIŞKAN GÜCÜ VE VERİM DEĞİŞİMLERİ

Geriyeye eğik kanatlı çarklarda'da diğer ölçümleri yapılan düz, öne eğik kanatlı çarklar gibi debinin basınç hattı üzerindeki vanadan hassas ayarı yapılarak, akışkan sıcaklığı  $22^{\circ}\text{C}$  den başlanarak yapılan ölçümler sonucu veriler elde edilmiş ve gerekli hesaplamalar yapılmış elde edilen değerler tablolar halinde 'de verilmiştir. Bu verilen tablolardaki değerler için çizilen grafik halindeki şekillerin kısa açıklamaları Ek C 'de verilmiştir

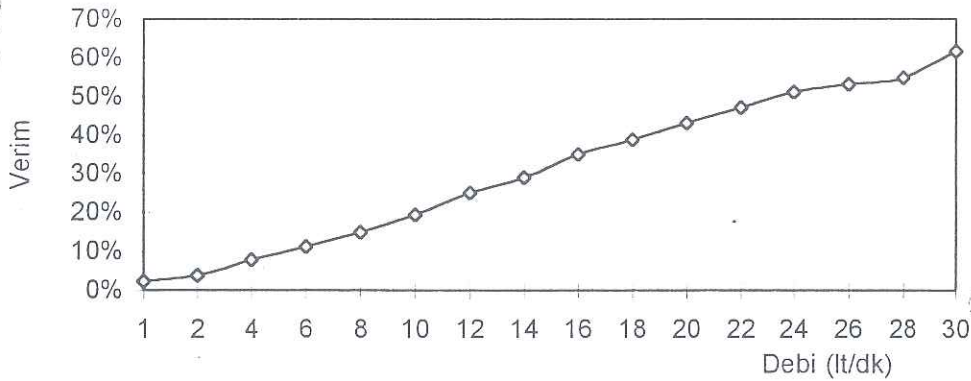
Geriyeye eğik kanatlı çarklar için Tablo C.1. 'de verilen  $t=22^{\circ}\text{C}$  için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.3.1), (12.3.2), (12.3.3) 'de verilmiştir.



Şekil 12,3,1, Geriyeye eğik kanatlı çark için  $22^{\circ}\text{C}$  için basınç ve Debi değişimi

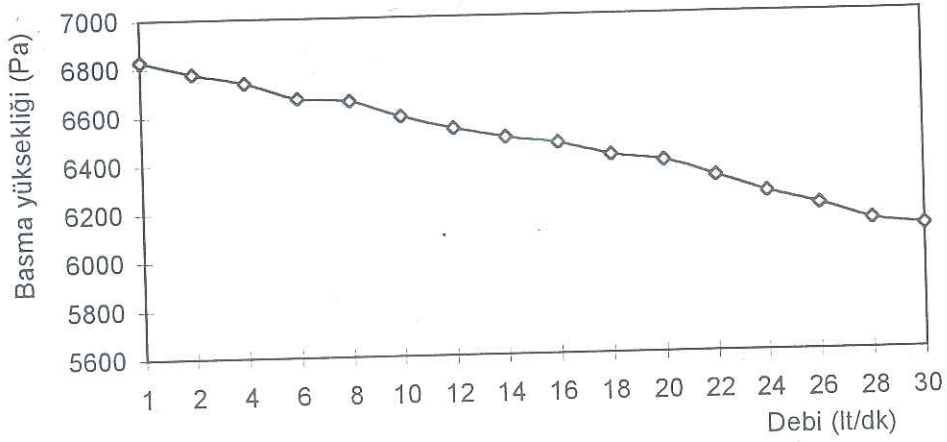


Şekil 12,3,2, Geriyeye eğik kanatlı çark için  $22^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi değişimi

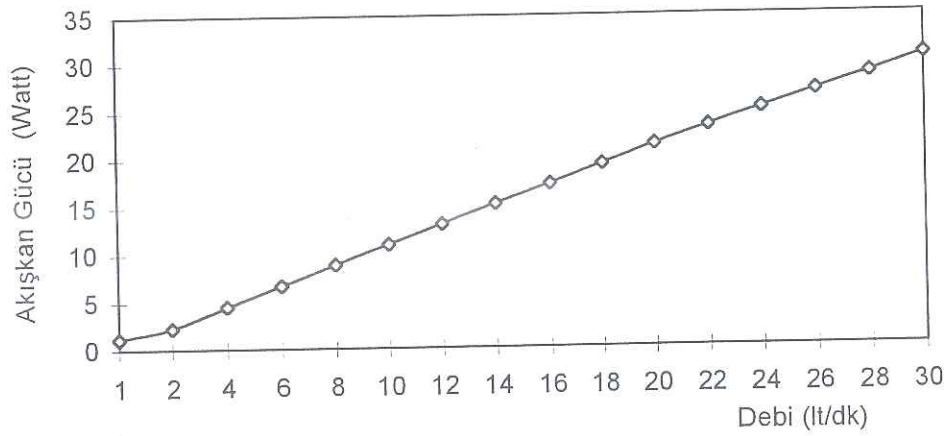


Şekil 12,3,3, Geriyeye eğik kanatlı çark için  $22^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

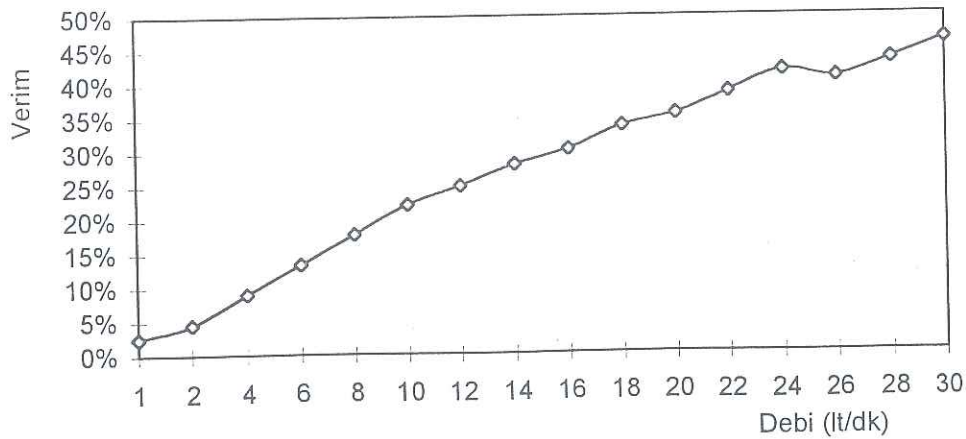
Geriye eğik kanatlı çarklar için Tablo C.2. ' de verilen  $t=32^{\circ}\text{C}$  için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.3.4), (12.3.5), (12.3.6) ' da verilmiştir.



Şekil 12.3.4, Geriye eğik kanatlı çark için  $32^{\circ}\text{C}$  için basınç ve Debi değişimi



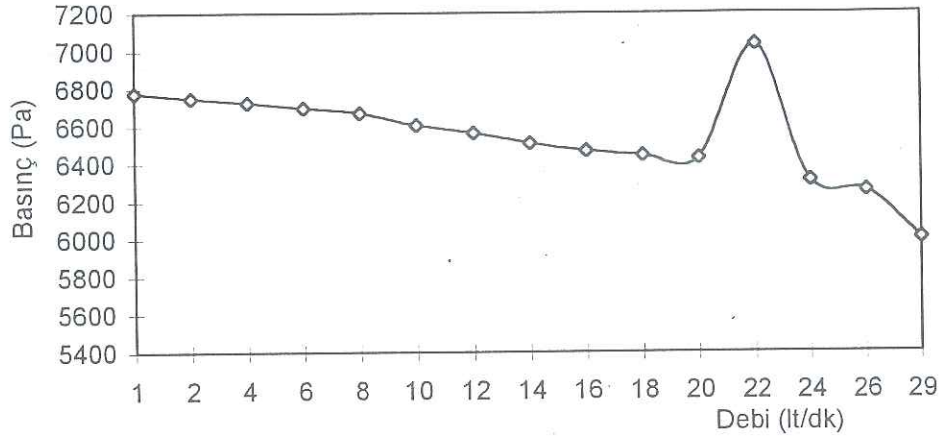
Şekil 12.3.5 Geriye eğik kanatlı çark için  $32^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi



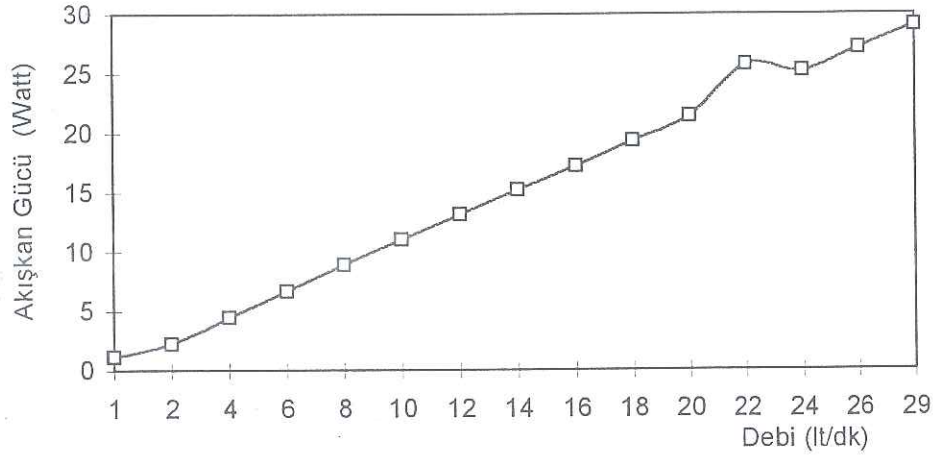
Şekil 12.3.6 Geriye eğik kanatlı çark için  $32^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi



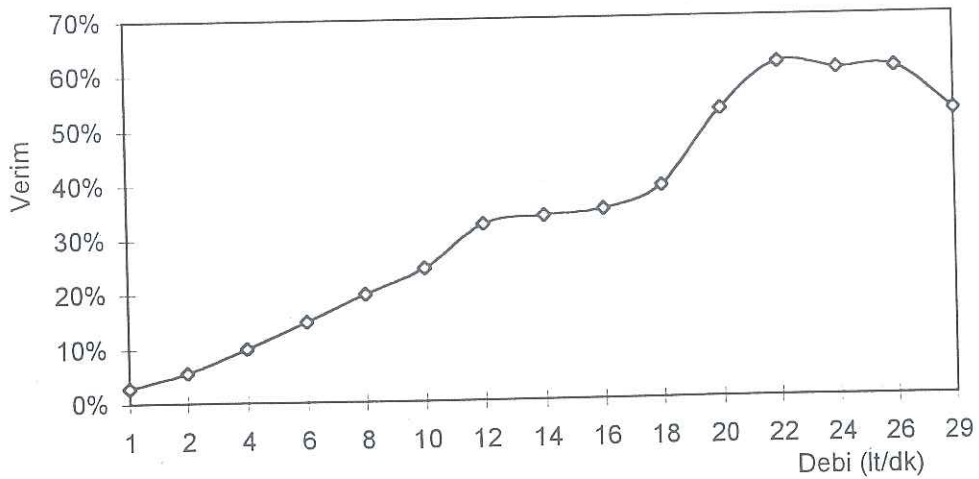
Geriye eğik kanatlı çarklar için Tablo C.1. ' de verilen  $t=40^{\circ}\text{C}$  için debiye bağlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.3.7), (12.3.8), (12.3.9) ' de verilmiştir.



Şekil 12,3,7, Geriye eğik kanatlı çark için  $40^{\circ}\text{C}$  için basınç ve Debi

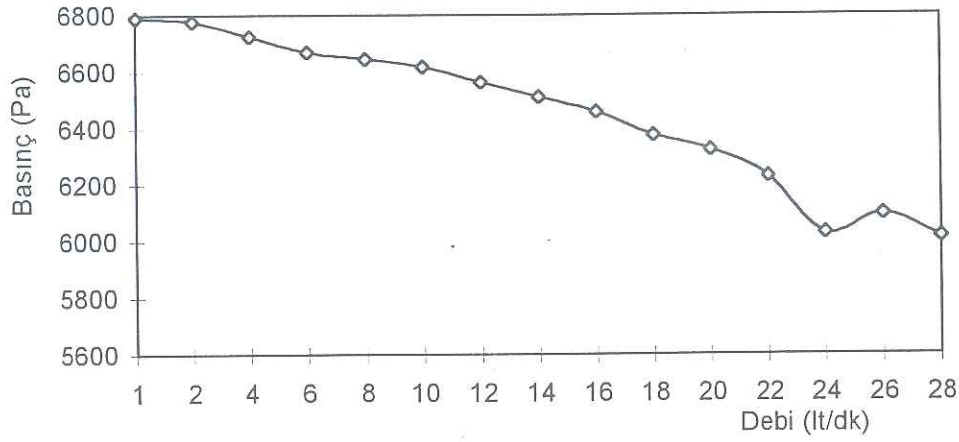


Şekil 12,3,8, Geriye eğik kanatlı çark için  $40^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi değişimi

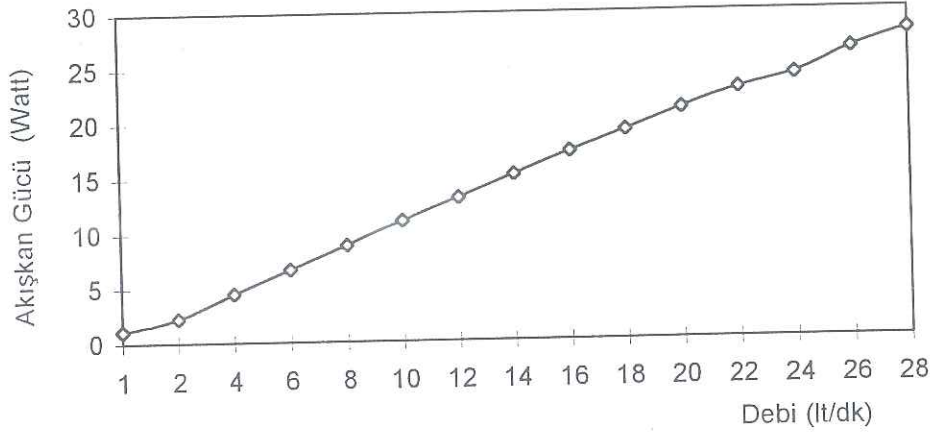


Şekil 12,3,9, Geriye eğik kanatlı çark için  $40^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

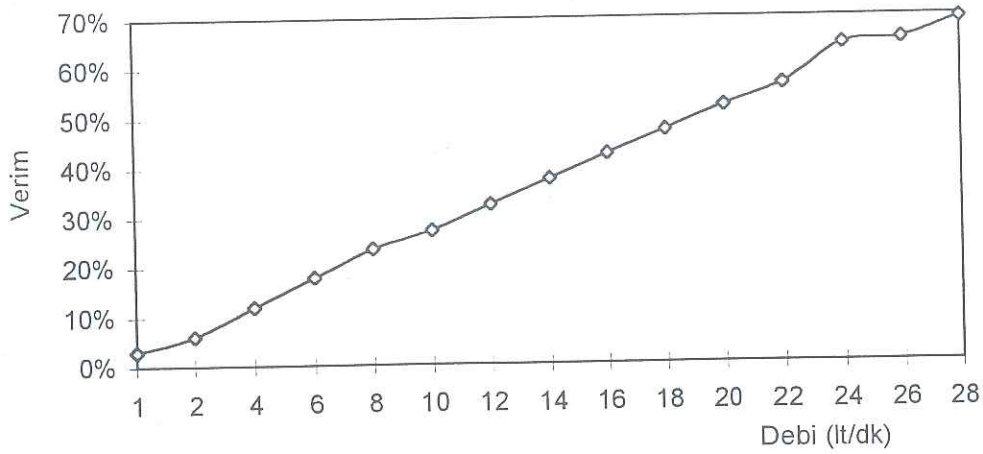
Geriy eğik kanatlı çarklar için Tablo C.4. ' de verilen  $t=50^{\circ}\text{C}$  için debiye bđli olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.3.10), (12.3.11), (12.3.12) ' de verilmiştir.



Şekil 12,3,10, Geriy eğik kanatlı çark için  $50^{\circ}\text{C}$  için basınç ve Debi değişimi

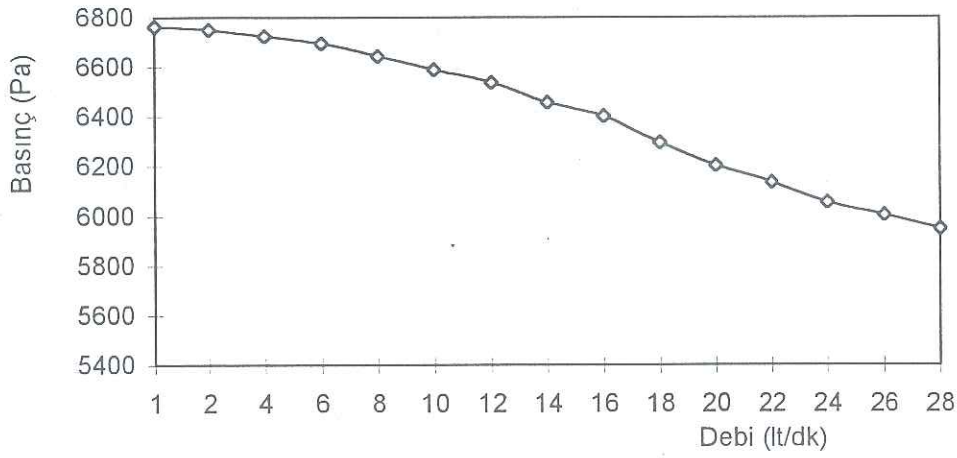


Şekil12,3,11, Geriy eğik kanatlı ark iin  $50^{\circ}\text{C}$  iin Akışkan gc ve Debi değişimi

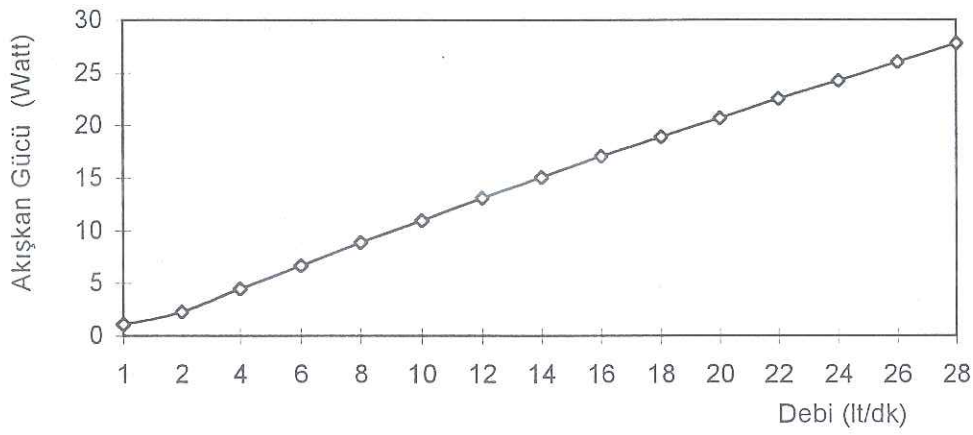


Şekil 12,3,12 Geriy eğik kanatlı çark için  $50^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

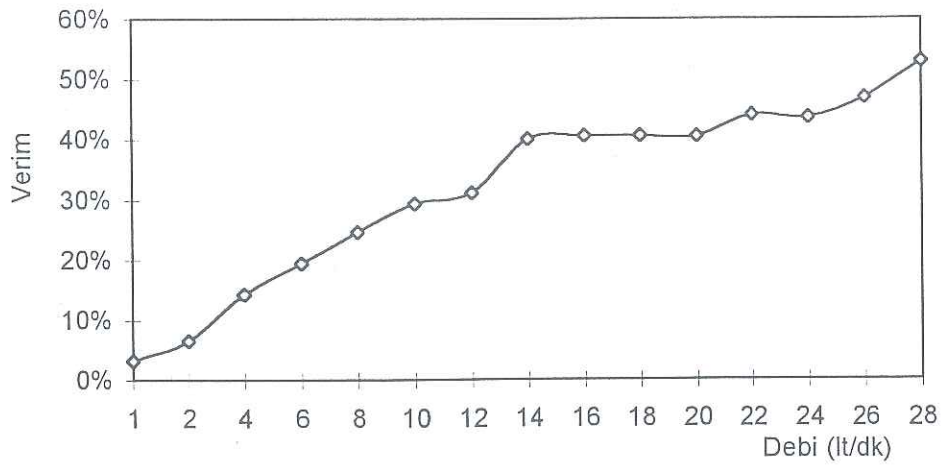
Geriy eğik kanatlı çarklar için Tablo C.5. ' de verilen  $t=60^{\circ}\text{C}$  için debiye bđli olarak basıncı, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.3.13), (12.3.14), (12.3.15) ' da verilmiştir.



Şekil 12,3,13 Geriye eğik kanatlı çark için  $60^{\circ}\text{C}$  için basıncı ve Debi değişimi

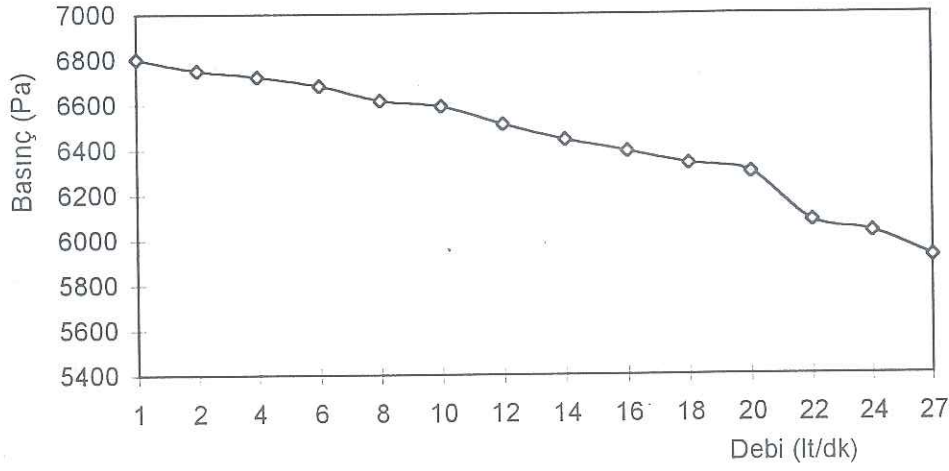


Şekil 12,3,14, Geriye eğik kanatlı çark için  $60^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi değişimi

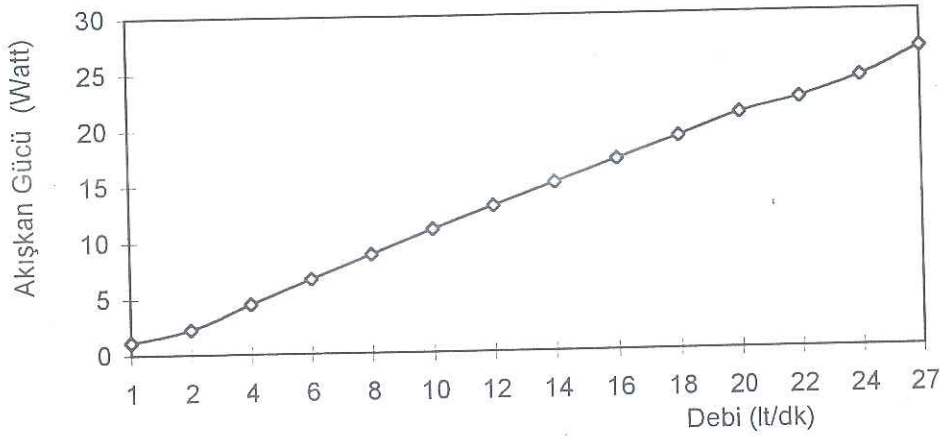


Şekil 12,3,15 Geriye eğik kanatlı çark için  $60^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

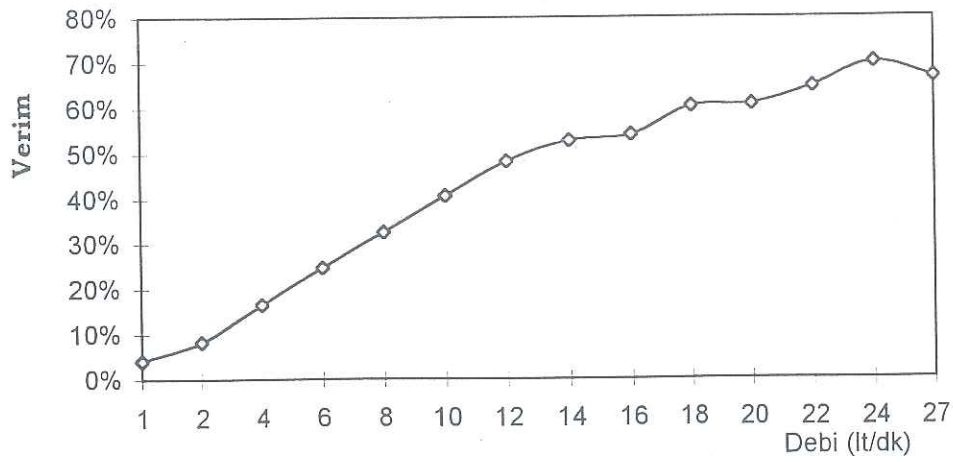
Geriye eğik kanatlı çarklar için Tablo C.6. ' de verilen  $t=70^{\circ}\text{C}$  için debiye bğlı olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.3.16), (12.3.17), (12.3.18) ' de verilmiştir.



Şekil 12,3,16, Geriye eğik kanatlı çark için  $70^{\circ}\text{C}$  için basınç ve Debi değişimi

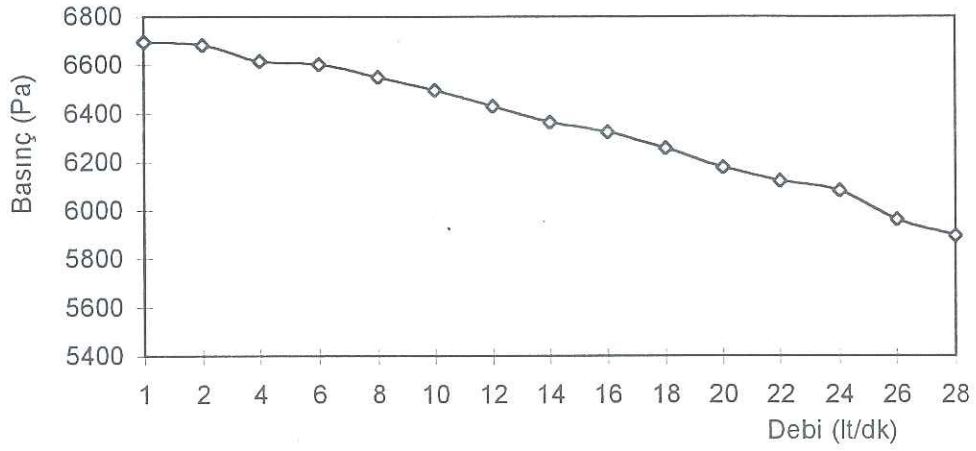


Şekil 12,3,17, Geriye eğik kanatlı çark için  $70^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi değişimi

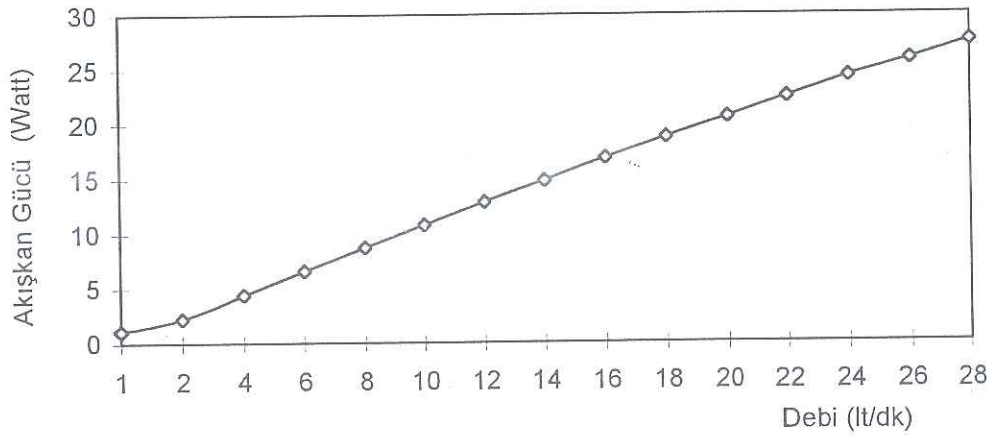


Şekil 12,3,18 Geriye eğik kanatlı çark için  $70^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

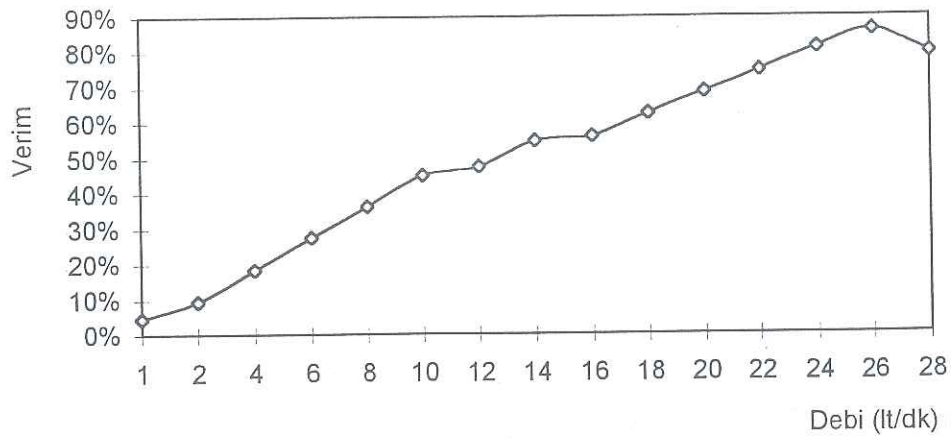
Geriye eğik kanatlı çarklar için Tablo C.7. ' de verilen  $t=80^{\circ}\text{C}$  için debiye bğli olarak basınç, akışkan gücü ve verim değişimlerini Şekiller (12.3.19), (12.3.20), (12.3.21) ' da verilmiştir.



Şekil 12,3,19, Geriye eğik kanatlı çark için  $80^{\circ}\text{C}$  için basınç ve Debi değişimi

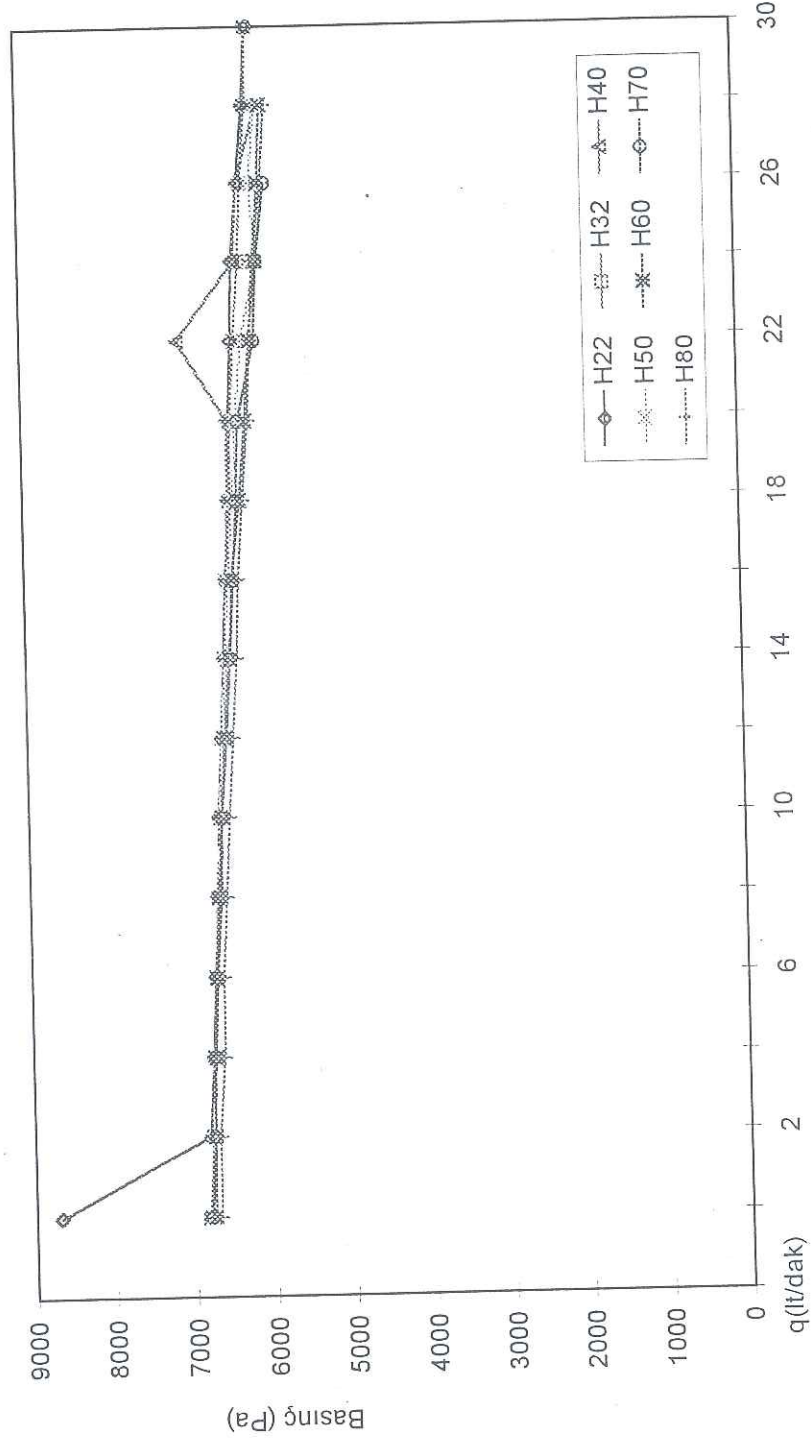


Şekil 12,3,20, Geriye eğik kanatlı çark için  $80^{\circ}\text{C}$  için Akışkan gücü ve Debi değişimi



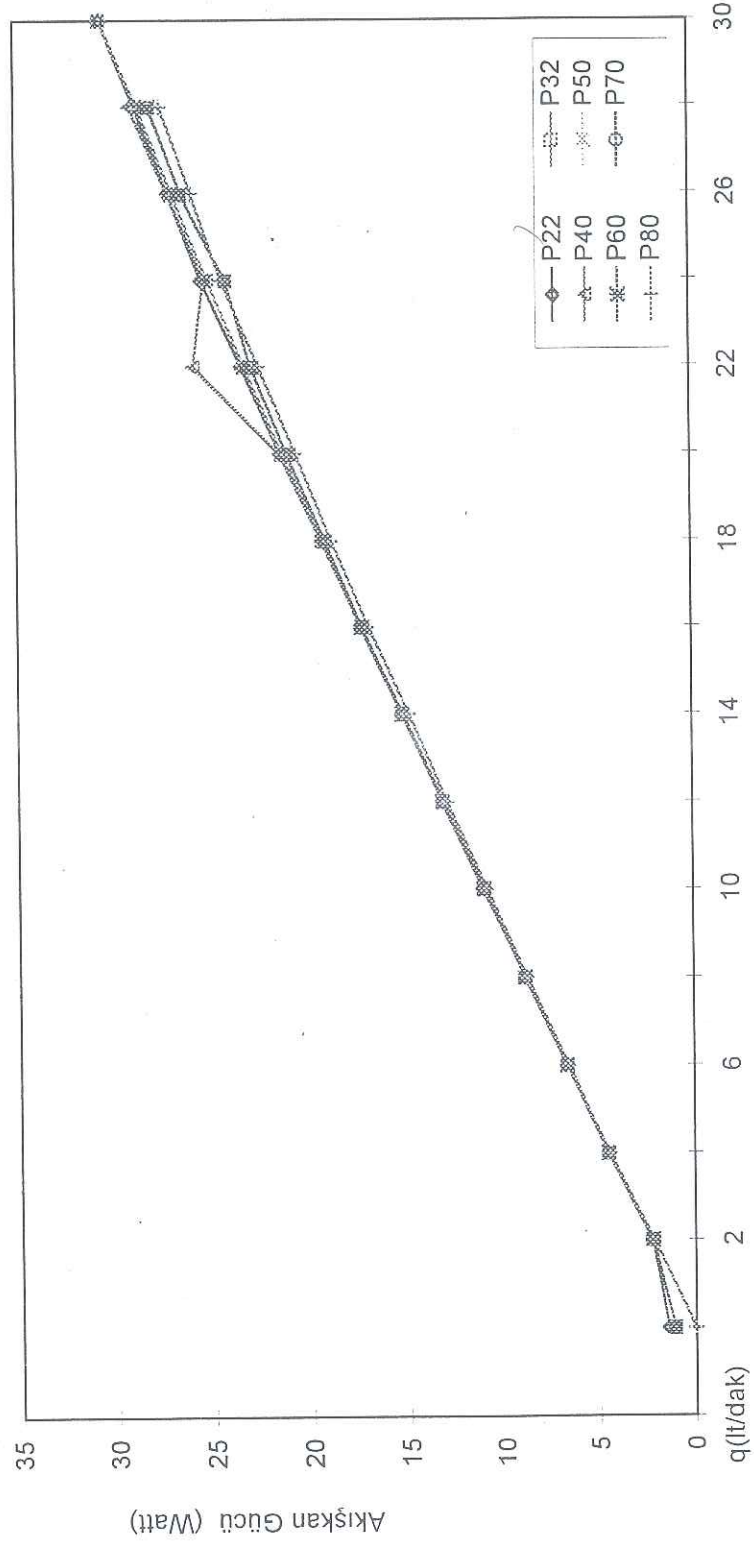
Şekil 12,3,21, Geriye eğik kanatlı çark için  $80^{\circ}\text{C}$  için Verim ve Debi değişimi

Geriyeye eğik kanatlı çarklarda  $T_{su} = 22^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  'de Basınç ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.



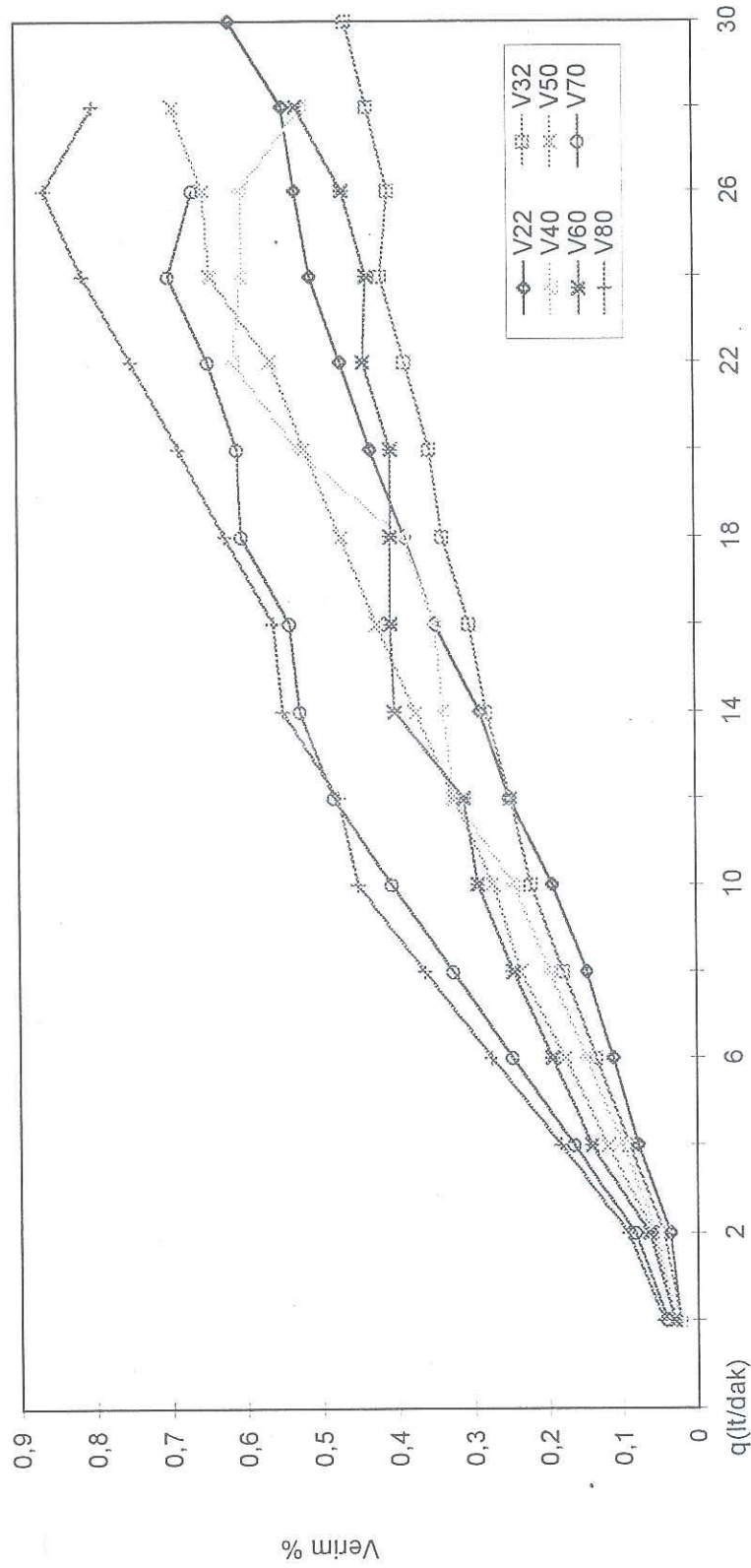
Şekil 12,3,22, Geriyeye eğik kanatlı çark için  $22^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  basınç ve Debi değişimi

Geriye eğik kanatlı çarklarda  $T_{su} = 22^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  'de Akışkan gücü ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.



Şekil 12,3,23, Geriye eğik kanatlı çark için  $22^{\circ}\text{C}$  -  $80^{\circ}\text{C}$  Akışkan gücü ve Debi değişimi

Geriyeye eğik kanatlı çarklarda  $T_{su} = 22^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  'de Verim ve debi değişimlerinin toplu grafikleri.



Şekil 12.3.3, Geriyeye eğik kanatlı çark için  $22^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$  Verim ve Debi değişimi



### 13. SONUÇ

Sirkülasyon pompalarının teorik incelemelerinde pompaların konstriksiyonunun karakteristik değerleri etkilediği ortaya çıkmaktadır. Çıkan kanat biçimleri, kanat genişliği, kanat giriş ve çıkış açılarının, pompanın tüm karakteristiklerini etkilediği görülmüştür.

Sirkülasyon pompaları projelendirilirken bu etkinliklerinin hepsinin optimum değerleri seçilmelidir.

*Sonuç.*  
 Yapılan deneylerde pompa devri sabit tutularak akışkan sıcaklığı  $T_{su}=20^{\circ}\text{C}$  den başlatılarak  $10^{\circ}\text{C}$  arttırılmak kaydı ile  $85^{\circ}\text{C}$  'ye kadar çıkartılıp, her  $10^{\circ}\text{C}$  artımında, ulaşılan sıcaklık sabit tutularak akışkanın debisi basınç hattı üzerindeki debi ayar valfinin açılması ile debi arttırılarak değerler okunmuştur. Bu sıcaklıklar içerisindeki farklı debilerde her üç kanat şeklinde de ölçümler yapılmış olup, belli değerler elde edilmiştir.

Düz kanatlarda akışkan sıcaklığı  $T_{su}=22^{\circ}\text{C}$  den  $85^{\circ}\text{C}$  'ye kadar arttırıldığında debi  $45\text{ lt/dak}$  dan  $50\text{ lt/dak}$  'ya ulaşmıştır. Akışkanın deneye başlangıç sıcaklığı  $T_{su}=22^{\circ}\text{C}$  de  $45\text{ lt/dak}$  maksimum debiye ulaşmıştır,  $T_{su}=33^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde debi  $1\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=40^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $3\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=50^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $1\text{ lt/dak}$  daha arttığı ve  $T_{su}=50^{\circ}\text{C}$  ile  $85^{\circ}\text{C}$  arasında artım olmadığı görülmüştür.

~~Bu değişimlerin maksimum değerleri, Ekler kısmındaki Tablolar, Tablo D 1 'de verilmiştir.~~

Öne eğik kanatlarda akışkan sıcaklığı  $T_{su}=23^{\circ}\text{C}$  den  $80^{\circ}\text{C}$  'ye kadar arttırıldığında debi  $42\text{ lt/dak}$  dan  $34\text{ lt/dak}$  'ya düştüğü görülmüştür.. Akışkanın deneye başlangıç sıcaklığı  $T_{su}=23^{\circ}\text{C}$  de  $42\text{ lt/dak}$  maksimum debiye ulaşmıştır,  $T_{su}=30^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde debi  $1\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=40^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $1\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=50^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $2\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=60^{\circ}\text{C}$  'deki ölçülerde  $1\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=70^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $1\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=80^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $2\text{ lt/dak}$  daha azaldığı görülmüştür.

~~Bu değişimlerin maksimum değerleri, Ekler kısmındaki Tablolar, Tablo D 2 'de verilmiştir.~~

Geriye eğik kanatlarda akışkan sıcaklığı  $T_{su}=20^{\circ}\text{C}$  den  $80^{\circ}\text{C}$  'ye kadar arttırıldığında debi  $30\text{ lt/dak}$  dan  $27\text{ lt/dak}$  'ya düştüğü görülmüştür..

Akışkanın deneye başlangıç sıcaklığı  $T_{su}=20^{\circ}\text{C}$  de  $27\text{ lt/dak}$  maksimum debiye ulaşmıştır,  $T_{su}=30^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde debi  $3\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=40^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $1\text{ lt/dak}$ ,  $T_{su}=50^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $1\text{ lt/dak}$  azalmış,  $T_{su}=60^{\circ}\text{C}$  'deki ölçülerde aynan kalmış,  $T_{su}=70^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde  $1\text{ lt/dak}$  azalmış,  $T_{su}=80^{\circ}\text{C}$  'deki ölçümlerde aynen kalmıştır

~~Bu değişimlerin maksimum değerleri, Ekler kısmındaki Tablolar, Tablo D 3 'de verilmiştir.~~

Ayrıca her üç şekildeki kanattan alınan sonuçların en yüksek maksimum ve en düşük minimum değerleri gösteren Ekler kısmındaki Tablolar, Tablo D 4 ' de oluşturulmuş, en iyi verim, üç şekildeki kanat içerisinde geriye eğik  $T_{su}=80^{\circ}\text{C}$ , 24 W akışkan gücünde ve 26 lt/dak ' da iken %88 olarak gözlenmiştir.

Toplu olarak dik kanatlı, Öne eğimli, Geriye eğimli çarklar deneysel incelendiğinde pompanın karakteristikleri göz önüne alındığında geriye eğimli kanatlara sahip çarkların daha iyi performans sahibi olduğu sonucuna varılmıştır.

Özellikle uygulamada imalat kolaylığı açısından, düz kanatlı çarklar tercih edilsede, geniş ölçüde düşünüldüğünde bu çarkların geriye eğimli imal edilmesi tavsiye edilir. Böylece, enerji tasarrufu sağlanıp pompanın karakteristik özellikleri daha iyileştirilebilir.

## KAYNAKLAR

- 1-Aschenbrenner, A.,1965. Untersuchungen über den Einfluß des Abstandes zwischen Lauf - und Leitrad auf das Betriebsverhalten eintufiger Axial pumpen beschaufelungen, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Dissertation TU, Braunschweig
- 2-Balje, O.E.,1981.Turbomachines. A Guide to Design, Selection and Theory, John Wiley u. Sons, New York.
- 3-Behr, T.,1979.Kennlinien zur Bestimmung der Hauptabmessungen von Ventilatoren in Gußausführung (aus MTZ, Heft 9, S129).
- 4- Bettner, J. L. / Elrod, C.,1983.The Influence of Tip Clearance, Stage Loading, and Wall Roughness on Compressor Casing Boundary Layer Development Journal of Engineering for Power, Vol. 105, S.280 - 287.
- 5-Betz, A.,1959.Einführung in die Theorie der Strömungsmaschinen Verlag G. Braun, Karlsruhe.
- 6-Biehl, J.,1981.Entwurf eines Rechenprogramms zur Berechnung von Turbinenprofilen, Studienarbeit am Pfeleiderer - Institut für Strömungsmaschinen, Braunschweig.
- 7-Brodersen, S. 1986. Experimentelle Untersuchungen an Hochbelasteten Axialventilatoren Mit Kleinem Nabenverhältnis, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 8-Cordes, G.,1963.Strömungstechnik der gasbeaufschlagten Axial Turbine, Springer - Verlag.
- 9-Cyrus, V.,1985.Experimental investigation of losses and secondary flow in an axial - compressor - stage Forschung im Ingenieurwesen, Bd. 51, Nr. 2, S. 33 ff.
- 10-Çallı, İ.,1986. Santrifüj bir pompa salyangoz çıkışında yapılan ölçmeler ve salyangoz dili etkisinin deneysel olarak incelenmesi, Doktora Tezi,İstanbul

11-Çallı, İ., 1991. Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi, Kocaeli

12-Das, D.K. / Jiang, H.K., 1984. An Experimental Study of Rotating Stall in a Multistage Axial - Flow Compressor Transactions, ASME, Vol. 106, S. 542 ff.

13-DEAN, R., 1960. Rotating Wakes in Vaneless Diffusers, Transactions ASME 82 Nr 3.

14-De Kovats A. / Desmur, G., 1968. Pumpen, Ventilatoren und Kompressoren radialer und axialer Bauweise, Verlag G. Braun.

15-Dunham, J., 1974. A Parametric Method of Turbine Blade Profil Design, ASME 74 - GT - 119.

16-Eckert, B./ Schnell, E., 1980. Axial - und Radialkompressoren, 2. Aufl., Springer - Verlag.

17-Epding, G., 1981. Experimentelle Untersuchungen an Wasserturbinen axialer und radialer Bauart Kleinstleistungen, VDI - Bericht Nr. 424.

18-Epding G, 1983. Experimentelle Untersuchungen an wasserturbinen Kleinstleistungen, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.

19-Hebel, G., 1980. Steigerung von Wirkungsgrad und Verfügbarkeit bei Dampfturbinen, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu BBC - Nachrichten 1 Heft 10, S.372 - 379.

20-Herman, M., 1973. De Gruyter Lehrbuch. Die Konstruktion Schnellaufender Verbrennungsmotoren. Walter de Gruyter Berlin. Newyork.

21-Horlock, J.H., 1966. Axial Flow Turbines, Butterworths, London.

22-Flörkemeier, K.H. 1977. Experimentelle Untersuchungen Zur Optimierung von Spiralgehäusen Für Kreiselpumpen Mit Tangentialen und Radialen Druckstutzen, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.

- 23-Gostelow, J.P.,1984.Cascade Aerodynamics, Pergamon Press, Oxford.
- 24-Jackson, A.D.,1986. Stal Cell Development in an Axial Compressor, ASME - Paper 86 - GT - 249.
- 25-Jensen, R. 1983. Experimentelle Untersuchungen an Einfach - Und Doppelspiralgehäusen Für Kreiseelpumpen, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 26-Kelly ,R. W./Wood, G. M./Marman H. V.,1963.Development of a High Temperature Liquid Metal Turbopump, Journal of Engineering for Power, 99. Transactions of the ASME.
- 27-Korcian, J.,1985.Abschätzung des Schlupfes bei der Auslegung von Pumpenlaufrädern, Maschinenmarkt, Würzburg 91.
- 28-Kosyna, G. 1976. Untersuchungen an Radial Durchströmten Dichtspalten Mit Ebenen Spaltwandungen Unter Berücksichtigung Von Paralleitatsfehlern, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 29-Körner, R. 1991. Experimentelle Untersuchungen Hochbelasteter Axialventilatoren bei rotationssymmetrischer Störung der Zuströmung, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 30-Kranz, H.,1967.Strömung in Spiralgehäusen VDI - Forschungsheft 370 Berlin. VDI - Verlag.
- 31-Lakshminarayana, B.,1970.Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial- Flow Turbomachinery,Journal of Basic Engineering, S. 467 - 482
- 32-Lakshminarayana, B.,1986.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

- 33-Lakshminarayana, B./Pandy A.,1983.Investigation of the Tip Clearance Flow Inside and the Exit of a Compressor Rotor Passage - Part I, Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, Vol. 105/1.
- 34-Lakshminarayana, B./Pandy A.,1983.Investigation of the Tip Clearance Flow Inside and the Exit of a Compressor Rotor Passage - Part II, Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, Vol. 105/13, S. 146 - 150.
- 35-Möhrling, U.K.1976. Untersuchung Des Radialen Druckverlaufes Und Des Übertragenen Drehmomentes Im Radseitenraum Von Kreiselpumpen Bei Glatter, Ebener Radseitenwand Und Bei Anwendung Von Rückenschaukeln, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 36-Özerengin, F.,1972.Santrüfij ve Eksenel Akımlı Pompalar, Özellikleri,Hesap Metotları, Konstrüksiyon, Kurtuluş Matbaası,İstanbul.
- 37-Pfleiderer, C.,1961.Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, 5. Auflage, Springer-Verlag.
- 38-Pfleiderer, C./Petermann, H.,1972.Strömungsmaschinen, 4. Aufl., Springer - Verlag.
- 39-Pfleiderer, C./Petermann, H.,1986.Strömungsmaschinen, 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin.
- 40-Plutecki, J.,1968.Einfluß der Gestaltung von Ausflußleitradern auf die leistung von langsamlaufigen Kreiselpumpen (in Polnisch) Diss. TH Breslau.
- 41-Rütschi, W.,1961.Der Einfluß der Leitvorrichtung auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen, Schweizerische Bauzeitung Heft 15.
- 42-Rütschi, W.,1968.Die Arbeitsweise von Freistrompumpen. Herausgegeben von der verlags Aktiengesellschaft Der Akademischen Technischen Vereine Heft 32.
- 43-Schiller F. 1983. Theoretische Und Experimentelle Untersuchungen Zur Bestimmung Der Belastungsgrenze Bei Hochbelasteten Axialventilatoren, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.

- 44-Schubert, F. 1988. Untersuchungen Der Druck - Und Geschwindigkeitsverteilung In Radseitenraumen Radialer Strömungsmaschinen, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- 45-Schulz, H. /Grunow, G., 1935.Der Reibungswiderstand rotieren der Scheiben in Gehäusen, ZAMM 39, Heft 4, S. 191/204.
- 46-Schulz, H., 1977.Die Pumpen, Arbeitsweise Berechnung Konstruktion, 13., neubearbeitete Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Newyork.
- 47-Scheer, W.,1958.Untersuchungen und Beobachtungen über die Arbeitsweise von Axial pumpen unter besonderer Berücksichtigung des Teillastbereichs, Dissertation TU Braunschweig.
- 48-Senoo, Y.,1984.Vaned Diffusers in Centrifugal Compressors, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series -07.
- 49-Spencer, A.,1955.The Performance of an Axial - Flow Pump, Mechanical Engineering Research Lab.East Kilbride.
- 50-Stache, A. 1969. Untersuchungen Des Axialschubes Einer Langsamlaufigen Kreiselpumpe, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- 51-Stampa, B.,1971.Experimentelle Untersuchungen an axial durchströmten Ringspalten, Diss.I.T.U. Braunschweig.
- 52-Toyokura, T., Kurukowa, J.,1972. Study on Axial Thrust of Radial Flow Turbomachinery, The Second International JSME Symposium Fluid Machinery and Fluidics, Tokyo.
- 53-Traupel, W.,1977.Thermische Turbomaschinen I, 3. Aufl., Springer - Verlag.
- 54-Traupel, W.,1982.Thermische Turbomaschinen, Bd. 2, 3. Auflage, Springer Verlag.
- 55-Wagner, W.,1973. Experimentelle Untersuchungen an axial von innen nach außen durchströmten Spalt-dichtungen, VDI-Berichte Nr 193, Seite 249-254.

- 56-Wesche, W.,1980.Auslegung von Pumpenspiralen mit dicken Gehäusezungen, tech. Rundschau Sulzer, Heft 4, S. 157 - 161.
- 57-Wesche, W.,1989. Experimentelle Untersuchungen Am Leitrad Einer Radialen Kreeselpumpe, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- 58-Wood, G.M. /Welna, H./Lamers, R.P.,1965.Tip Clearence Effects in Centrifugal Pumps, Journal of Basic Engineering,Transactions of the ASME, S.932 - 938.
- 59-Worster, R. C.,1963.The Flow in Volute and its Effect on Centrifugal Pumps - Performance, A.M.J. Mechanical Engineers,Pumping.
- 60- Zehner, P., 1980. 4-Quadranten-Kennfelder von Turbinen, BWK, Band 32, Nr. 3, S.93-105,
- 61- Zurmühl, R., 1953. Praktische Mathematik für ingenieure und Physiker Springer - Verlag



**EKLER**

- 1.TABLULAR
- 2.EK A
- 3.EK B
- 4.EK C

Tablo .A.1 Düz kanatlı çarkta  $T_{su}=22C$  için karakteristik değerler.

DÜZ KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=22 C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	$\frac{P}{\rho g Q}$	P(W)	H(Pa)	P(W)	$\eta$	$\% \eta$
1	67,3	66	8978,897	1,496483	0,02267	2,27%
2	66,9	66	8925,53	2,975177	0,04508	4,51%
4	66,9	57	8925,53	5,950354	0,10439	10,44%
6	67	57	8938,872	8,938872	0,15682	15,68%
8	66,2	82,2	8832,139	11,77619	0,14326	14,33%
10	66,2	93	8832,139	14,72023	0,15828	15,83%
12	66,3	70,5	8845,481	17,69096	0,25094	25,09%
14	66,1	705	8818,798	20,57719	0,2919	29,19%
16	65,6	75	8752,09	23,33891	0,31119	31,12%
18	65,5	70,5	8738,748	26,21624	0,37186	37,19%
20	65,2	81	8698,723	28,99574	0,35797	35,80%
22	64,8	90	8645,357	31,69964	0,35222	35,22%
24	64,6	87	8618,674	34,47469	0,39626	39,63%
26	64,5	85,5	8605,332	37,28977	0,43614	43,61%
28	64,3	82,5	8578,649	40,03369	0,48526	48,53%
30	64	85,5	8538,624	42,69312	0,49933	49,93%
32	63,5	84	8471,916	45,18355	0,53790	53,79%
34	63,8	81	8511,941	48,23433	0,59549	59,55%
36	63,6	87	8485,258	50,91155	0,58519	58,52%
38	63,4	85,5	8458,574	53,57097	0,62656	62,66%
40	63,1	90	8418,55	56,12366	0,62360	62,36%
42	63,5	82,5	8471,916	59,30341	0,71883	71,88%
45	63,1	85,5	8418,55	63,13912	0,73847	73,85%

% 2,27

Tablo .A.2 Düz kanatlı çarkta  $T_{su}=32C$  için karakteristik değerler.

DÜZ KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=33 C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	%h
1	66,1	51	8818,798	1,4698	0,02882	2,88%
2	65,8	54	8778,773	2,926258	0,05419	5,42%
4	65,6	57	8752,09	5,834726	0,10236	10,24%
6	65,5	64,5	8738,748	8,738748	0,13548	13,55%
8	65,4	64,5	8725,406	11,63388	0,18037	18,04%
10	65,3	66	8712,065	14,52011	0,22000	22,00%
12	65,3	66	8712,065	17,42413	0,26400	26,40%
14	65,3	64,5	8712,065	20,32815	0,31517	31,52%
16	65,2	64,5	8698,723	23,1966	0,35964	35,96%
18	65	60	8672,04	26,01612	0,43360	43,36%
20	64,8	57	8645,357	28,81786	0,50558	50,56%
22	64,7	67,5	8632,015	31,65072	0,46890	46,89%
24	64,5	69	8605,332	34,42133	0,49886	49,89%
26	64,4	76,5	8591,99	37,23196	0,48669	48,67%
28	64,4	75	8591,99	40,09596	0,53461	53,46%
30	64,5	69	8605,332	43,02666	0,62357	62,36%
32	64,7	60	8632,015	46,03741	0,76729	76,73%
34	64,4	69	8591,99	48,68795	0,70562	70,56%
38	64,5	67,5	8605,332	54,50044	0,80741	80,74%
40	64,2	70,5	8565,307	57,10205	0,80996	81,00%
46	63,1	82,5	8418,55	64,54221	0,78233	78,23%

Tablo .A.3 Düz kanatlı çarkta  $T_{su}=40$ C için karakteristik değerler.

DÜZ KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=40$ C						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	%h
1	66,4	51	8858,822	1,47647	0,02895	2,90%
2	66,1	60	8818,798	2,939599	0,04899	4,90%
4	66,1	60	8818,798	5,879198	0,09799	9,80%
6	65,8	60	8778,773	8,778773	0,14631	14,63%
8	65,7	64,5	8765,431	11,68724	0,18120	18,12%
10	65,7	58,5	8765,431	14,60905	0,24973	24,97%
12	65,5	60	8738,748	17,4775	0,29129	29,13%
14	65,1	63	8685,382	20,26589	0,32168	32,17%
16	65,2	66	8698,723	23,1966	0,35146	35,15%
18	65,1	79,5	8685,382	26,05614	0,32775	32,78%
20	64,9	79,5	8658,698	28,86233	0,36305	36,30%
22	64,7	81	8632,015	31,65072	0,39075	39,07%
24	64,8	75	8645,357	34,58143	0,46109	46,11%
26	64,7	70,5	8632,015	37,4054	0,53057	53,06%
28	64,4	72	8591,99	40,09596	0,55689	55,69%
30	64,4	75	8591,99	42,95995	0,57280	57,28%
32	64,4	75	8591,99	45,82395	0,61099	61,10%
34	63,9	73,5	8525,282	48,30993	0,65728	65,73%
36	63,9	81	8525,282	51,15169	0,63150	63,15%
38	64,1	72	8551,966	54,16245	0,75226	75,23%
40	64,1	73,2	8551,966	57,0131	0,77887	77,89%
45	63,9	81	8525,282	63,93962	0,78938	78,94%
49	63,3	90	8445,233	68,9694	0,76633	76,63%

Tablo .A.4 Düz kanatlı çarkta  $T_{su}=50C$  için karakteristik değerler.

DEBİ q(lt/dak)	DÜZ KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=50C$					VERİM h	VERİM %h
	MAN.YÜK. mmHg	MİL GÜCÜ P(W)	Pbasınç H(Pa)	Pçark P(W)			
1	66,3	66	8845,481	1,474247	0,02234	2,23%	
2	66,1	60	8818,798	2,939599	0,04899	4,90%	
4	66	60	8805,456	5,870304	0,09784	9,78%	
6	65,8	70	8778,773	8,778773	0,12541	12,54%	
8	65,8	70	8778,773	11,70503	0,16721	16,72%	
10	65,5	67,5	8738,748	14,56458	0,21577	21,58%	
12	65,4	67,5	8725,406	17,45081	0,25853	25,85%	
14	65,2	54	8698,723	20,29702	0,37587	37,59%	
16	65,2	69	8698,723	23,1966	0,33618	33,62%	
18	64,9	85,5	8658,698	25,9761	0,30381	30,38%	
20	64,7	82,5	8632,015	28,77338	0,34877	34,88%	
22	64,5	81	8605,332	31,55288	0,38954	38,95%	
24	64,4	84	8591,99	34,36796	0,40914	40,91%	
26	64,5	85,5	8605,332	37,28977	0,43614	43,61%	
28	64,4	81	8591,99	40,09596	0,49501	49,50%	
30	64,5	82,5	8605,332	43,02666	0,52154	52,15%	
32	64,3	84	8578,649	45,75279	0,54468	54,47%	
34	64	90	8538,624	48,38554	0,53762	53,76%	
36	64	88,5	8538,624	51,23174	0,57889	57,89%	
38	63,8	90	8511,941	53,90896	0,59899	59,90%	
40	63,7	87	8498,599	56,65733	0,65123	65,12%	
42	63,5	91,5	8471,916	59,30341	0,64812	64,81%	
45	63,2	90	8431,891	63,23918	0,70266	70,27%	
47	63,3	99	8445,233	66,15432	0,66823	66,82%	
50	62,9	96	8391,866	69,93222	0,72846	72,85%	

Tablo .A.5 Düz kanatlı çarkta  $T_{su}=60C$  için karakteristik değerler.

DÜZ KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=60 C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	66	48	8805,456	1,467576	0,03057	3,06%
2	65,7	70,5	8765,431	2,92181	0,04144	4,14%
4	65,6	52,5	8752,09	5,834726	0,11114	11,11%
6	65,6	60	8752,09	8,75209	0,14587	14,59%
8	65,4	67,5	8725,406	11,63388	0,17235	17,24%
10	65,1	67,5	8685,382	14,47564	0,21445	21,45%
12	64,9	79,5	8658,698	17,3174	0,21783	21,78%
14	64,5	82,5	8605,332	20,07911	0,24338	24,34%
16	64,6	75	8618,674	22,98313	0,30644	30,64%
18	64,3	85,5	8578,649	25,73595	0,30101	30,10%
20	64,3	85,5	8578,649	28,5955	0,33445	33,45%
22	64,2	82,5	8565,307	31,40613	0,38068	38,07%
24	64	87	8538,624	34,1545	0,39258	39,26%
26	63,8	87	8511,941	36,88508	0,42397	42,40%
28	64	82,5	8538,624	39,84691	0,48299	48,30%
30	63,9	82,5	8525,282	42,62641	0,51668	51,67%
32	63,8	93	8511,941	45,39702	0,48814	48,81%
34	63,8	90	8511,941	48,23433	0,53594	53,59%
36	63,8	96	8511,941	51,07164	0,53200	53,20%
38	63,6	96	8485,258	53,73996	0,55979	55,98%
40	63,5	96	8471,916	56,47944	0,58833	58,83%
42	63,3	96	8445,233	59,11663	0,61580	61,58%
45	63,1	96	8418,55	63,13912	0,65770	65,77%
48	62,8	96	8378,525	67,0282	0,69821	69,82%
50	62,7	97,5	8365,183	69,70986	0,71497	71,50%

Tablo .A.6 Düz kanatlı çarkta  $T_{su}=70C$  için karakteristik değerler.

DÜZ KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=70C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	65,9	51	8792,114	1,465352	0,02873	2,87%
2	65,4	55,5	8725,406	2,908469	0,05240	5,24%
4	65,3	57	8712,065	5,808043	0,10190	10,19%
6	65	60	8672,04	8,67204	0,14453	14,45%
8	64,8	64,5	8645,357	11,52714	0,17872	17,87%
10	64,8	64,5	8645,357	14,40893	0,22339	22,34%
12	64,6	64,5	8618,674	17,23735	0,26725	26,72%
14	64	66	8538,624	19,92346	0,30187	30,19%
16	64,5	66	8605,332	22,94755	0,34769	34,77%
18	64	69	8538,624	25,61587	0,37124	37,12%
20	63,9	70,5	8525,282	28,41761	0,40309	40,31%
22	63,6	75	8485,258	31,11261	0,41483	41,48%
24	63,6	70,5	8485,258	33,94103	0,48143	48,14%
26	63,4	72	8458,574	36,65382	0,50908	50,91%
28	63	70,5	8405,208	39,2243	0,55637	55,64%
30	63,2	75	8431,891	42,15946	0,56213	56,21%
32	62,9	78	8391,866	44,75662	0,57380	57,38%
34	62,9	79,5	8391,866	47,55391	0,59816	59,82%
36	62,8	79,5	8378,525	50,27115	0,63234	63,23%
38	62,9	76,5	8391,866	53,14849	0,69475	69,48%
40	62,7	82,5	8365,183	55,76789	0,67597	67,60%
42	62,6	82,5	8351,842	58,46289	0,70864	70,86%
45	62,4	82,5	8325,158	62,43869	0,75683	75,68%
48	62,1	85,5	8285,134	66,28107	0,77522	77,52%
50	62	85,5	8271,792	68,9316	0,80622	80,93%

Tablo A.7 Düz kanatlı çarkta  $T_{su}=80C$  için karakteristik değerler.

DÜZ KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=80C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	65,3	55,5	8712,065	1,452011	0,02616	2,62%
2	64,8	63	8645,357	2,881786	0,04574	4,57%
4	64,8	73,5	8645,357	5,763571	0,07842	7,84%
6	64,6	75	8618,674	8,618674	0,11492	11,49%
8	64,8	75	8645,357	11,52714	0,15370	15,37%
10	64,1	69	8551,966	14,25328	0,20657	20,66%
12	64	70,5	8538,624	17,07725	0,24223	24,22%
14	63,8	69	8511,941	19,8612	0,28784	28,78%
16	63,8	67,5	8511,941	22,69851	0,33627	33,63%
18	63,8	67,5	8511,941	25,53582	0,37831	37,83%
20	63,6	64,5	8485,258	28,28419	0,43851	43,85%
22	63,6	67,5	8485,258	31,11261	0,46093	46,09%
24	63,5	70,5	8471,916	33,88766	0,48068	48,07%
26	63,3	69	8445,233	36,59601	0,53038	53,04%
28	63,1	75	8418,55	39,28656	0,52382	52,38%
30	63	75	8405,208	42,02604	0,56035	56,03%
32	63	76,5	8405,208	44,82778	0,58598	58,60%
34	62,6	79,5	8351,842	47,3271	0,59531	59,53%
36	62,6	72	8351,842	50,11105	0,69599	69,60%
38	62,3	72	8311,817	52,64151	0,73113	73,11%
40	62,3	75	8311,817	55,41211	0,73883	73,88%
42	62	84	8271,792	57,90254	0,68932	68,93%
45	62	88,5	8271,792	62,03844	0,70100	70,10%
47	61,8	88,5	8245,109	64,58669	0,72979	72,98%
50	61,5	90	8205,084	68,3757	0,75973	75,97%

5 bar

40.  
Verim değeri1  
40  
Verim değeri8-H  
8-η  
8



Tablo .A.8 Düz kanatlı çarkta  $T_{su}=85C$  için karakteristik değerler.

DÜZ KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=85C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	65,2	51	8698,723	1,449787	0,02843	2,84%
2	64,9	52,5	8658,698	2,886233	0,05498	5,50%
4	64,8	54	8645,357	5,763571	0,10673	10,67%
6	64,5	57	8605,332	8,605332	0,15097	15,10%
8	64,5	58,5	8605,332	11,47378	0,19613	19,61%
10	64,1	63	8551,966	14,25328	0,22624	22,62%
12	63,9	64,5	8525,282	17,05056	0,26435	26,43%
14	63,7	64,5	8498,599	19,83006	0,30744	30,74%
16	63,6	64,5	8485,258	22,62735	0,35081	35,08%
18	63	67,5	8405,208	25,21562	0,37356	37,36%
20	63,3	57	8445,233	28,15078	0,49387	49,39%
22	63,1	57	8418,55	30,86802	0,54154	54,15%
24	62,9	78	8391,866	33,56747	0,43035	43,04%
26	62,7	79,5	8365,183	36,24913	0,45596	45,60%
28	62,4	79,5	8325,158	38,85074	0,48869	48,87%
30	62,6	79,5	8351,842	41,75921	0,52527	52,53%
32	62,4	90	8325,158	44,40084	0,49334	49,33%
34	62,3	85,5	8311,817	47,1003	0,55088	55,09%
36	62,3	85,5	8311,817	49,8709	0,58329	58,33%
38	62,2	85,5	8298,475	52,55701	0,61470	61,47%
40	62	85,5	8271,792	55,14528	0,64497	64,50%
42	61,8	90	8245,109	57,71576	0,64129	64,13%
45	61,6	87	8218,426	61,63819	0,70848	70,85%
47	61,6	95	8218,426	64,37767	0,67766	67,77%
50	60	87	8004,96	66,708	0,76676	76,68%

Tablo .B.1 Öne eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=23C$  için karakteristik değerler.

ÖNE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=23 C$						
DEBY	MAN.YÜK.	MYL GÜCÜ	Pbasma	Pçark	VERYM	VERYM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	$\eta$	$\% \eta$
1	62,2	50	8298,475	1,383079	0,02766	2,77%
2	62,1	51	8285,134	2,761711	0,05415	5,42%
4	61,9	51	8258,45	5,505634	0,10795	10,80%
6	61,9	51	8258,45	8,25845	0,16193	16,19%
8	61,6	52,2	8218,426	10,9579	0,20992	20,99%
10	61,4	52,5	8191,742	13,6529	0,26006	26,01%
12	61,3	55,5	8178,401	16,3568	0,29472	29,47%
14	61,1	60	8151,718	19,02067	0,31701	31,70%
16	60,9	60	8125,034	21,66676	0,36111	36,11%
18	60,9	63	8125,034	24,3751	0,38691	38,69%
20	60,6	60	8085,01	26,95003	0,44917	44,92%
22	60,5	60	8071,668	29,59612	0,49327	49,33%
24	60,3	57	8044,985	32,17994	0,56456	56,46%
26	59,9	57	7991,618	34,63035	0,60755	60,75%
28	59,8	57	7978,277	37,23196	0,65319	65,32%
30	59,6	57	7951,594	39,75797	0,69751	69,75%
32	59,1	58,5	7884,886	42,05272	0,71885	71,88%
34	59,2	58,5	7898,227	44,75662	0,76507	76,51%
36	58,9	60	7858,202	47,14921	0,78582	78,58%
38	58,5	60	7804,836	49,43063	0,82384	82,38%
40	58,5	82,5	7804,836	52,03224	0,63069	63,07%
42	57,8	82,5	7711,445	53,98011	0,65430	65,43%

Tablo .B.2 Öne eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=30C$  için karakteristik değerler.

ÖNEEĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=30C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MYL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	$\eta$	$\% \eta$
1	62,4	60	8325,1584	1,387526	0,02313	2,31%
2	62,1	60	8285,1336	2,761711	0,04603	4,60%
4	61,9	60	8258,4504	5,505634	0,09176	9,18%
6	61,8	75	8245,1088	8,245109	0,10993	10,99%
8	61,6	70	8218,4256	10,9579	0,15654	15,65%
10	61,6	64,5	8218,4256	13,69738	0,21236	21,24%
12	61,5	60	8205,084	16,41017	0,27350	27,35%
14	61,4	66	8191,7424	19,11407	0,28961	28,96%
16	61,1	69	8151,7176	21,73791	0,31504	31,50%
18	60,9	67,5	8125,0344	24,3751	0,36111	36,11%
20	60,8	70	8111,6928	27,03898	0,38627	38,63%
22	60,5	72	8071,668	29,59612	0,41106	41,11%
24	60,3	70	8044,9848	32,17994	0,45971	45,97%
26	60,1	75	8018,3016	34,74597	0,46328	46,33%
28	59,9	75	7991,6184	37,29422	0,49726	49,73%
30	59,6	75	7951,5936	39,75797	0,53011	53,01%
32	59,2	72	7898,2272	42,12388	0,58505	58,51%
34	59,3	75	7911,5688	44,83222	0,59776	59,78%
36	59,2	72	7898,2272	47,38936	0,65819	65,82%
38	59	72	7871,544	49,85311	0,69240	69,24%
41	58,4	72	7791,4944	53,24188	0,73947	73,95%

Tablo .B.3 Öne eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=40C$  için karakteristik değerler.

ÖNE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=40C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	%h
1	61,6	57	8218,426	1,369738	0,02403	2,40%
2	61,5	57	8205,084	2,735028	0,04798	4,80%
4	61,3	60	8178,401	5,452267	0,09087	9,09%
6	61,3	60	8178,401	8,178401	0,13631	13,63%
8	61,2	60	8165,059	10,88675	0,18145	18,14%
10	61,4	60	8191,742	13,6529	0,22755	22,75%
12	61,5	60	8205,084	16,41017	0,27350	27,35%
14	61,3	64,5	8178,401	19,08294	0,29586	29,59%
16	61,3	61,5	8178,401	21,80907	0,35462	35,46%
18	61,3	63	8178,401	24,5352	0,38945	38,94%
20	61,3	63	8178,401	27,26134	0,43272	43,27%
22	61,1	63	8151,718	29,88963	0,47444	47,44%
24	61	66	8138,376	32,5535	0,49323	49,32%
26	60,8	69	8111,693	35,15067	0,50943	50,94%
28	60,7	69	8098,351	37,79231	0,54771	54,77%
30	60,3	69	8044,985	40,22492	0,58297	58,30%
32	59,8	69	7978,277	42,55081	0,61668	61,67%
34	59,5	70	7938,252	44,98343	0,64262	64,26%
36	58,9	72	7858,202	47,14921	0,65485	65,49%
38	58,7	72	7831,519	49,59962	0,68888	68,89%
40	58	73,5	7738,128	51,58752	0,70187	70,19%

Tablo .B.4 Öne eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=50C$  için karakteristik değerler.

ÖNE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=50C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(pa)	P(W)	h	%h
1	62	69	8271,792	1,378632	0,01998	2,00%
2	61,9	69	8258,45	2,752817	0,03990	3,99%
4	61,8	69	8245,109	5,496739	0,07966	7,97%
6	61,7	70	8231,767	8,231767	0,11760	11,76%
8	61,7	72	8231,767	10,97569	0,15244	15,24%
10	61,6	72	8218,426	13,69738	0,19024	19,02%
12	61,6	75	8218,426	16,43685	0,21916	21,92%
14	61,5	75	8205,084	19,1452	0,25527	25,53%
16	61,3	76,5	8178,401	21,80907	0,28509	28,51%
18	61	76,5	8138,376	24,41513	0,31915	31,92%
20	61	76,5	8138,376	27,12792	0,35461	35,46%
22	60,4	76,5	8058,326	29,5472	0,38624	38,62%
24	61,1	76,5	8151,718	32,60687	0,42623	42,62%
26	59,7	76,5	7964,935	34,51472	0,45117	45,12%
28	59,5	79,5	7938,252	37,04518	0,46598	46,60%
30	59,2	82,5	7898,227	39,49114	0,47868	47,87%
32	58,9	85,5	7858,202	41,91041	0,49018	49,02%
34	58,7	85,5	7831,519	44,37861	0,51905	51,90%
36	58,1	85,5	7751,47	46,50882	0,54396	54,40%
38	57,9	90	7724,786	48,92365	0,54360	54,36%

Tablo .B.5 Öne eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=60C$  için karakteristik değerler.

ÖNE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=60 C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasma	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	61,6	66	8218,426	1,369738	0,02075	2,08%
2	61,8	67,5	8245,109	2,74837	0,04072	4,07%
4	61,8	67,5	8245,109	5,496739	0,08143	8,14%
6	61,8	67,5	8245,109	8,245109	0,12215	12,21%
8	61,7	69	8231,767	10,97569	0,15907	15,91%
10	61,6	70	8218,426	13,69738	0,19568	19,57%
12	61,5	70	8205,084	16,41017	0,23443	23,44%
14	61,4	70	8191,742	19,11407	0,27306	27,31%
16	61	72	8138,376	21,70234	0,30142	30,14%
18	61,1	75	8151,718	24,45515	0,32607	32,61%
20	60,7	78	8098,351	26,9945	0,34608	34,61%
22	60,1	81	8018,302	29,40044	0,36297	36,30%
24	59,8	84	7978,277	31,91311	0,37992	37,99%
26	59,6	84	7951,594	34,45691	0,41020	41,02%
28	59,5	84	7938,252	37,04518	0,44101	44,10%
30	58,7	87	7831,519	39,1576	0,45009	45,01%
32	58,6	87	7818,178	41,69695	0,47928	47,93%
34	57,7	94,5	7698,103	43,62258	0,46161	46,16%
37	57,6	93	7684,762	47,38936	0,50956	50,09%

Tablo .B.6 Öne eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=70C$  için karakteristik değerler.

ÖNE EĞİK KANATLI ÇARLARDA $T_{su}70C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	61,4	63	8191,742	1,36529	0,02167	2,17%
2	61,4	63	8191,742	2,730581	0,04334	4,33%
4	61,4	63	8191,742	5,461162	0,08669	8,67%
6	61,4	63	8191,742	8,191742	0,13003	13,00%
8	61,4	64,5	8191,742	10,92232	0,16934	16,93%
10	61,3	64,5	8178,401	13,63067	0,21133	21,13%
12	61	67,5	8138,376	16,27675	0,24114	24,11%
14	60,9	67,5	8125,034	18,95841	0,28087	28,09%
16	60,7	67,5	8098,351	21,5956	0,31993	31,99%
18	60,7	69	8098,351	24,29505	0,35210	35,21%
20	60,3	69	8044,985	26,81662	0,38865	38,86%
22	59,7	72	7964,935	29,20476	0,40562	40,56%
24	59,4	72	7924,91	31,69964	0,44027	44,03%
26	59,2	75	7898,227	34,22565	0,45634	45,63%
28	58,9	75	7858,202	36,67161	0,48895	48,90%
30	58,6	76,5	7818,178	39,09089	0,51099	51,10%
32	58,1	76,5	7751,47	41,34117	0,54041	54,04%
34	57,6	81	7684,762	43,54698	0,53762	53,76%
36	57,6	81	7684,762	46,10857	0,56924	56,92%

Tablo .B.7 Öne eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=80C$  için karakteristik değerler.

ÖNE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=80C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	60,9	64,5	8125,034	1,354172	0,02099	2,10%
2	61	64,5	8138,376	2,712792	0,04206	4,21%
4	60,8	69	8111,693	5,407795	0,07837	7,84%
6	60,9	66	8125,034	8,125034	0,12311	12,31%
8	60,9	60	8125,034	10,83338	0,18056	18,06%
10	60,9	60	8125,034	13,54172	0,22570	22,57%
12	60,7	69	8098,351	16,1967	0,23473	23,47%
14	60,7	67,5	8098,351	18,89615	0,27994	27,99%
16	60,5	67,5	8071,668	21,52445	0,31888	31,89%
18	60,4	70	8058,326	24,17498	0,34536	34,54%
20	60,2	75	8031,643	26,77214	0,35696	35,70%
22	59,4	75	7924,91	29,058	0,38744	38,74%
24	58,8	75	7844,861	31,37944	0,41839	41,84%
26	58,6	78	7818,178	33,87877	0,43434	43,43%
28	58,2	67,5	7764,811	36,23579	0,53683	53,68%
30	57,9	78	7724,786	38,62393	0,49518	49,52%
32	57,7	78	7698,103	41,05655	0,52637	52,64%
34	56,9	78	7591,37	43,01777	0,55151	55,15%



Tablo .C.1 Geriye eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=22C$  için karakteristik değerler.

GERİYE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su} = 22C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	65,1	60	8685,382	1,447564	2,412606	2,41%
2	51	60	6804,216	2,268072	0,037801	3,78%
4	50,6	57	6750,85	4,500566	0,078957	7,90%
6	50,3	60	6710,825	6,710825	0,111847	11,18%
8	49,8	60	6644,117	8,858822	0,147647	14,76%
10	49,7	57	6630,775	11,05129	0,193882	19,39%
12	49,3	52,5	6577,409	13,15482	0,250568	25,06%
14	48,9	52,5	6524,042	15,22277	0,289957	29,00%
16	48,6	49,5	6484,018	17,29071	0,349307	34,93%
18	48	49,5	6403,968	19,2119	0,388119	38,81%
20	48,1	49,5	6417,31	21,39103	0,432142	43,21%
22	47,7	49,5	6363,943	23,33446	0,471403	47,14%
24	47,5	49,5	6337,26	25,34904	0,512102	51,21%
26	46,9	51	6257,21	27,11458	0,531658	53,17%
28	46,2	52,5	6163,819	28,76449	0,547895	54,79%
30	45,8	49,5	6110,453	30,55226	0,617217	61,72%

Tablo .C.2 Geriye eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=30C$  için karakteristik değerler.

GERIYE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=32 C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	%h
1	51,2	45	6830,899	1,138483	0,02530	2,53%
2	50,8	49,5	6777,533	2,259178	0,04564	4,56%
4	50,5	49,5	6737,508	4,491672	0,09074	9,07%
6	50	49,5	6670,8	6,6708	0,13476	13,48%
8	49,9	49,5	6657,458	8,876611	0,17933	17,93%
10	49,4	49,5	6590,75	10,98458	0,22191	22,19%
12	49	52,5	6537,384	13,07477	0,24904	24,90%
14	48,7	54	6497,359	15,1605	0,28075	28,08%
16	48,5	57	6470,676	17,25514	0,30272	30,27%
18	48,1	57	6417,31	19,25193	0,33775	33,78%
20	47,9	60	6390,626	21,30209	0,35503	35,50%
22	47,4	60	6323,918	23,1877	0,38646	38,65%
24	46,9	60	6257,21	25,02884	0,41715	41,71%
26	46,5	66	6203,844	26,88332	0,40732	40,73%
28	46	66	6137,136	28,63997	0,43394	43,39%
30	45,8	66	6110,453	30,55226	0,46291	46,29%

Tablo .C.3 Geriye eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=40C$  için karakteristik değerler.

GERİYE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=40C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	%h
1	50,8	40,5	6777,533	1,129589	0,02789	2,79%
2	50,6	40,5	6750,85	2,250283	0,05556	5,56%
4	50,4	45	6724,166	4,482778	0,09962	9,96%
6	50,2	45	6697,483	6,697483	0,14883	14,88%
8	50	45	6670,8	8,8944	0,19765	19,77%
10	49,5	45	6604,092	11,00682	0,24460	24,46%
12	49,2	40,5	6564,067	13,12813	0,32415	32,42%
14	48,8	45	6510,701	15,19164	0,33759	33,76%
16	48,5	49,5	6470,676	17,25514	0,34859	34,86%
18	48,3	49,5	6443,993	19,33198	0,39055	39,05%
20	48,2	40,5	6430,651	21,4355	0,52927	52,93%
22	52,7	42	7031,023	25,78042	0,61382	61,38%
24	47,3	42	6310,577	25,24231	0,60101	60,10%
26	46,9	45	6257,21	27,11458	0,60255	60,25%
29	45	55,5	6003,72	29,01798	0,52285	52,28%

Tablo .C.4 Geriye eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=50C$  için karakteristik değerler.

GERIYE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=50C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	%h
1	50,9	37,5	6790,874	1,131812	0,03018	3,02%
2	50,8	37,5	6777,533	2,259178	0,06024	6,02%
4	50,4	37,5	6724,166	4,482778	0,11954	11,95%
6	50	37,5	6670,8	6,6708	0,17789	17,79%
8	49,8	37,5	6644,117	8,858822	0,23624	23,62%
10	49,6	40,5	6617,434	11,02906	0,27232	27,23%
12	49,2	40,5	6564,067	13,12813	0,32415	32,42%
14	48,8	40,5	6510,701	15,19164	0,37510	37,51%
16	48,4	40,5	6457,334	17,21956	0,42517	42,52%
18	47,8	40,5	6377,285	19,13185	0,47239	47,24%
20	47,4	40,5	6323,918	21,07973	0,52049	52,05%
22	46,7	40,5	6230,527	22,84527	0,56408	56,41%
24	45,2	37,5	6030,403	24,12161	0,64324	64,32%
26	45,7	40,5	6097,111	26,42082	0,65237	65,24%
28	45,1	40,5	6017,062	28,07962	0,69332	69,33%

Tablo .C.5 Geriye eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=60C$  için karakteristik değerler.

GERİYE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=60 C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	50,7	34,5	6764,191	1,127365	0,03268	3,27%
2	50,6	34,5	6750,85	2,250283	0,06523	6,52%
4	50,4	31,5	6724,166	4,482778	0,14231	14,23%
6	50,2	34,5	6697,483	6,697483	0,19413	19,41%
8	49,8	36	6644,117	8,858822	0,24608	24,61%
10	49,4	37,5	6590,75	10,98458	0,29292	29,29%
12	49	42	6537,384	13,07477	0,31130	31,13%
14	48,4	37,5	6457,334	15,06711	0,40179	40,18%
16	48	42	6403,968	17,07725	0,40660	40,66%
18	47,2	46,5	6297,235	18,89171	0,40627	40,63%
20	46,5	51	6203,844	20,67948	0,40548	40,55%
22	46	51	6137,136	22,50283	0,44123	44,12%
24	45,4	55,5	6057,086	24,22835	0,43655	43,65%
26	45	55,5	6003,72	26,01612	0,46876	46,88%
28	44,6	52,5	5950,354	27,76832	0,52892	52,89%

Tablo .C.6 Geriye eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=70C$  için karakteristik değerler.

GERIYE EĞİK KANATLI ÇARLARDA $T_{su}70C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasınç	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	51	27	6804,216	1,134036	0,04200	4,20%
2	50,6	27	6750,85	2,250283	0,08334	8,33%
4	50,4	27	6724,166	4,482778	0,16603	16,60%
6	50,1	27	6684,142	6,684142	0,24756	24,76%
8	49,6	27	6617,434	8,823245	0,32679	32,68%
10	49,4	27	6590,75	10,98458	0,40684	40,68%
12	48,8	27	6510,701	13,0214	0,48227	48,23%
14	48,3	28,5	6443,993	15,03598	0,52758	52,76%
16	47,9	31,5	6390,626	17,04167	0,54101	54,10%
18	47,5	31,5	6337,26	19,01178	0,60355	60,35%
20	47,2	34,5	6297,235	20,99078	0,60843	60,84%
22	45,6	34,5	6083,77	22,30716	0,64658	64,66%
24	45,2	34,5	6030,403	24,12161	0,69918	69,92%
27	44,4	40	5923,67	26,65652	0,66641	66,64%

Tablo .C.7 Geriye eğik kanatlı çarkta  $T_{su}=80C$  için karakteristik değerler.

GERIYE EĞİK KANATLI ÇARKLARDA $T_{su}=80C$						
DEBİ	MAN.YÜK.	MİL GÜCÜ	Pbasıbc	Pçark	VERİM	VERİM
q(lt/dak)	mmHg	P(W)	H(Pa)	P(W)	h	h
1	50.2	24	6697,483	1,116247	0,04651	4,65%
2	50,1	24	6684,142	2,228047	0,09284	9,28%
4	49,6	24	6617,434	4,411622	0,18382	18,38%
6	49,5	24	6604,092	6,604092	0,27517	27,52%
8	49,1	24	6550,726	8,734301	0,36393	36,39%
10	48,7	24	6497,359	10,82893	0,45121	45,12%
12	48,2	27	6430,651	12,8613	0,47634	47,63%
14	47,7	27	6363,943	14,8492	0,54997	55,00%
16	47,4	30	6323,918	16,86378	0,56213	56,21%
18	46,9	30	6257,21	18,77163	0,62572	62,57%
20	46,3	30	6177,161	20,59054	0,68635	68,64%
22	45,9	30	6123,794	22,45391	0,74846	74,85%
24	45,6	30	6083,77	24,33508	0,81117	81,12%
26	44,7	30	5963,695	25,84268	0,86142	86,14%
28	44,2	34,5	5896,987	27,51927	0,79766	79,77%

Tablo D1 - Düz Kanatlı Çarklarda Elde Edilen Maximum Değerler

Tsu °C	Debi (lt/dk)	Basınç (Pa)	Akışkan Gücü (W)	Verim (%)
22	45	8980	63	75
32	46	8830	65	82
40	49	8850	69	78
50	50	8850	70	74
60	50	8800	70	72
70	50	8800	69	81
80	50	8700	68	77
85	50	8700	67	78

Tablo D2 - Öne Eğik Kanatlı Çarklarda Elde Edilen Maximum Değerler

Tsu °C	Debi (lt/dk)	Basınç (Pa)	Akışkan Gücü (W)	Verim (%)
23	42	8300	55	83
30	41	8310	54	75
40	40	8220	51	70
50	38	8275	49	55
60	37	8250	47	50
70	36	8200	47	58
80	34	8200	43	55

Tablo D3 - Geriye Eğik Kanatlı Çarklarda Elde Edilen Maximum Değerler

Tsu °C	Debi (lt/dk)	Basınç (Pa)	Akışkan Gücü (W)	Verim (%)
22	30	8800	31	45
32	30	6820	30	47
40	29	6790	28	52
50	28	6790	27	70
60	28	6780	27	53
70	27	6800	27	70
80	28	6700	27	88



Tablo D4 - Üç Şekildeki Kanat Biçimindeki Değerlerden Alınan Toplu Sonuçların Analizi

Basma Yüksekliği						
En Yüksek Değer			En Düşük Değer			
Tsu (°C)	Debi (lt/dk)	En Yüksek Değer (Pa)	Tsu (°C)	Debi (lt/dk)	En Düşük Değer (Pa)	
Düz Kanatlar	1	8980	85	50	8000	
Öne Eğik	1	8300	60	37	7680	
Geriyeye Eğik	1	8800	80	27	5850	

Akışkan Gücü						
En Yüksek Değer			En Düşük Değer			
Tsu (°C)	Debi (lt/dk)	En Yüksek Değer (W)	Tsu (°C)	Debi (lt/dk)	En Düşük Değer (W)	
Düz Kanatlar	50	70	22	45	63	
Öne Eğik	42	55	80	34	43	
Geriyeye Eğik	30	31	70	27	23	

Verim						
En Yüksek Değer			En Düşük Değer			
Tsu (°C)	Debi (lt/dk)	En Yüksek Değer (%)	Tsu (°C)	Debi (lt/dk)	En Düşük Değer (%)	
Düz Kanatlar	39	82	60	50	72	
Öne Eğik	38	83	60	37	50	
Geriyeye Eğik	26	88	22	30	45	

## EK.A. TABLOLAR A'DAKİ ÇİZİLEN GİRAFİK HALİNDEKİ ŞEKİLLERİN KISACA AÇIKLAMALARI.

- Şekil 12.1. Şekildeki girafikte de görüldüğü gibi basınç 22 C için debi ile ters orantılıdır. debi arttıkça basınç düşmüştür.
- Şekil 12.2. Akışkan gücü hemen hemen hiç dalgalanmadan bir doğru gibi düzenli bir sabit artış göstermiştir.
- Şekil 12.3. Girafikte'de görüldüğü gibi debi arttıkça verim artıyor, yani debi verimle doğru orantılı.
- Şekil 12.4. Grafikte görüldüğü gibi akışkan sıcaklığı 11 C 'deki artımında debi 1 lt/dak artmış, basınçta düşüş gözlenmektedir.
- Şekil 12.5. Debinin 1 lt/dak artması akışkan gücünde çok az bir artış olmuştur.
- Şekil 12.6. Girafikte görüldüğü gibi debinin 1 lt/dak artmasına rağmen verim 22 C 'ye göre az bir artış olduğu izlenmektedir.
- Şekil 12.7. Girafikte görüldüğü gibi debi 3 lt/dak daha artmış, basınçta çok az artış görülmektedir.
- Şekil 12.8. Debinin 3 lt/dak artması akışkan gücünde arttırmıştır.
- Şekil 12.9. Debinin 3lt/dak artması verimde çok az bir düşüş olduğu gözleniyor.
- Şekil 12.10. Grafikte görüldüğü gibi akışkan sıcaklığının 10 C artması debinin 1lt/dak artarak maxmum seviyesine ulaşmış basınçta yine az bir düşüş gözlenmiştir.
- Şekil 12.11. Debinin 1lt/dak artması akışkan gücünde pek bir değişim yaratmamıştır. Ölçüm içerisindeki artım sabit yükselen bir doğru şeklindedir.
- Şekil 12.12. Akışkan sıcaklığı 40 C 'ye göre debinin 1 lt/dak artması verim biraz düşürmüştür.
- Şekil 12.13. Sıcaklığın 10C daha artması artık debi değişimini etkileyememiştir, ulaşan maxmum debi olarak okunmuştur. Debi değişmemesine rağmen basınç değişmiş ve düşmüştür.
- Şekil 12.14. Debi sabit kaldığı halde akışkan gücünde sabit kalmıştır.
- Şekil 12.15. Debi sabit kaldığında yani ulaştığı maxmum 50 lt/dak'da verim biraz düşmüştür.
- Şekil 12.16. Sıcaklığın 10 C daha artması debiyi yine değiştirmemiş ve basınçta değişmemiştir.
- Şekil 12.17. Debi sabit değişmemiş akışkan gücünde çok az bir azalma gözlenmiş, hemen hemen aynı kalmıştır.
- Şekil 12.18. Debi sabit verim 60 C 'ye göre baya %10'a yaklaşan artım gözlenmiştir.
- Şekil 12.19. Debi sabit olduğu halde basınç yine düşmüştür.
- Şekil 12.20. Debi sabit akışkan gücünde bir az düşüş gözlenmiştir.
- Şekil 12.21. Debi sabit fakat verim 70 C 'ye göre biraz düşmüştür. Bu ölçümde % 60 ile % 70 Verim değerleri arasında dalgalanma gözlenmiştir.
- Şekil 12.22. Debi sabit ve basınç aynı kalmıştır. Akışkanın bu derecede (85 C) ve basınçta kaynama sıcaklığı noktasına geldiği gözlenmiştir.
- Şekil 12.23. Debi sabit akışkan gücü biraz daha düşmüş, ölçüm içinde sapmalar olmadan bir doğru gibi artım izlenmiştir.
- Şekil 12.24. Debi sbit verimde aynen kalmış, debi ölçüm içindeki artışında dalgalanma gözlenmiştir.
- Şekil 12.25. Düz kanatlı çarklarda 22 C ile 85 C arasındaki değerler için debi ve basınç değişimleri girafiklerine topluca bakıldığında, akışkanın ilk sıcaklığı olan 22C de enyüksek basınç değeri (Pa) okunmuştur. Bundan sonraki sıcaklıklarda bazılarında

düşüş bağzılarında eşit değerler gözlenmiştir. En düşük değer (80C ile 85C) 'de okunmuştur.

Şekil 12.26. Düz kanatlı çarklarda 22 C ile 85 C arasındaki değerler için debi ve akışkan gücü değişimleri grafiklerine topluca bakıldığında, akışkanın sıcaklığı 50C 'de 50 lt/dak yani maxmum debide 71 w 'a kadar akışkan gücü okunmuştur. En düşük akışkan gücü değeri, akışkanın ilk sıcaklığı olan 22 C 'de olduğu gözlenmiştir.

Şekil 12.27. Düz kanatlı çarklarda 22 C ile 85 C arasındaki değerler için debi ve verim değişimleri grafiklerine topluca bakıldığında, debinin artması ile verimin değişimlerinin pek fazla ilişkisi olduğu söylenemez, en iyi verimi akışkanın sıcaklığı olan 33 C 'de 39 lt/dak değerinde % 81 lere varmıştır. Endüşük verim değeri 60 C 'de 50 lt/dak 'da gözlenmiştir.

## EK .B. TABLOLAR B'DEKİ ÇİZİLEN GİRAFİK HALİNDEKİ ŞEKİLLERİN KISACA AÇIKLAMALARI.

Şekil 12.2.1. Şekildeki grafikte görüldüğü gibi debi yükseldikçe basınç düşmüştür.

Şekil 12.2.2. Şekildeki grafikte 23 C için akışkan gücü sabit bir yükseliş göstermektedir.

Şekil 12.2.3. Şekildeki grafikte akışkan sıcaklığı 23 C için görüldüğü gibi debi arttıkça verim artıyor ve debi 38lt/dak 'ya kadar artmasına rağmen bu sıcaklıktaki 40lt/dak 'da ulaşılan maxmum 42lt/dak' dadüşüşler izleniyor.

Şekil 12.2.4. Şekildeki grafikte sıcaklık 8 C artmasına rağmen debi 1lt/dak düşmüştür.basınçta çok az artış görülmüştür.

Şekil 12.2.5. Grafikte görüldüğü gibi debi 1 lt/dak azalması akışkan gücünde'de çok az azalma olmuştur.

Şekil 12.2.6. Debinin 1 lt/dak azalması ile verimde düşüş görülmüştür.

Şekil 12.2.7. Sıcaklık artması ile debi yine 1 lt/dak düşmüş ve basınçta'da düşüş gözlenmiştir.

Şekil 12.2.8. Debinin 1 lt/dak düşüşüyle akışkan gücü çok azda olsa düşüş gözlenmiştir.

Şekil 12.2.9. Debinin 1 lt/dak düşüşü ile verimde bayağ düşüş gözlenmiştir.

Şekil 12.2.10. Sıcaklığın 10 C daha artmasında debide 2 lt/dak daha düştüğü görülmüştür, bu durumda basınçta çok az artış gözlenmiştir.

Şekil 12.2.11. Debinin 2 lt/dak düşmüş olması akışkan gücünde değişim yaratmamıştır.

Şekil 12.2.12. Grafikte görüldüğü gibi debinin 2 lt/dak azalması ve verimde bayağ düşüş olması gözlenmiştir.

Şekil 12.2.13. Sıcaklığın yine 10 C artması ile debi 1 lt/dak daha düşmüştür ve basınçtada azalma görülmüştür.

Şekil 12.2.14. Debinin düşmesine rağmen akışkan gücünde dikkate değer bir değişme olmamıştır.

Şekil 12.2.15. Verim yine ciddi bir düşüş göstermiştir.

Şekil 12.2.16. Sıcaklığın 10 C daha artması debide 1 lt/dak düşüşe sebep olmuş basınç aynen kalması ile birlikte ölçüm içinde'de bir miktar sabit hareket etmiştir.

Şekil 12.2.17. Debi 1 lt/dak düşmesiyle akışkan gücünde biraz düşüş gözlenmiştir.

Şekil 12.2.18. Verimde okunan değer bu sıcaklık ölçümünde tersine dönmüş bir az artış gözlenmiştir.

Şekil 12.2.19. Sıcaklığın artması ile debi 2 lt/dak daha düşüş göstermiş basınçta'da çok az azalma gözlemiştir.

Şekil 12.2.20. Debinin düşümüyle akışkan gücünde düşmüş olduğu gözlenmektedir.

Şekil 12.2.21. Verim çok azbir düşüş görülmüştür.

Şekil 12.2.22. Öne eğik çarklarda  $T_{su}=22C$  ile 80C arasında debinin ve basıncın enyüksek değerleri  $T=23C$  'de gözlenmiştir.bundan sonraki sıcaklık artımında basınç sürekli debi ile birlikte dönüşüm göstermiştir.Sıcaklıkla basınç ve debi ters orantı yaratmıştır.

Şekil 12.2.23. Öne eğik çarklarda  $T_{su}=22C$  ile 80C arasında akışkan gücünün en yüksek değerleri  $T=23C$  'de gözlenmiştir.bundan sonraki sıcaklık artımında sürekli düşüş göstermiştir.

Şekil 12.2.24. Öne eğik çarklarda  $T_{su}=22C$  'ce iken ulaşılan 38lt/dak 'daki değerinde en yüksek verim gözlenmiştir. En düşük verim ise  $T_{su}=60C$  , 37 lt/dak gözlenmiştir.

### EK.C. TABLOLAR C'DEKİ ÇİZİLEN GİRAFİK HALİNDEKİ ŞEKİLLERİN KISACA AÇIKLAMALAR.

- Şekil 12.3.1. Şekilde görüldüğü gibi başlangıç sıcaklığında 1lt/dak ile 2 lt/dak arasında aşırı düşüş gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.2. Bu sıcaklıkta akışkan gücünde 1 lt/dak ile 2 lt/dak arasında artış olmamış, daha sonr gözlenmiş.
- Şekil 12.3.3 Verimde basınç ve akışkan gücü gibi artış göstermiştir.
- Şekil 12.3.4. Sıcaklığın artması ile debi 2 lt/dak daha düşüş göstermiş basınçta'da çok az azalma gözlemiştir.
- Şekil 12.3.5. Debi sabit akışkan gücünde düşmüş olduğu gözlenmektedir.
- Şekil 12.3.6. Verim çok azbir düşüş görülmüştür.
- Şekil 12.3.7. Şekilde görüldüğü gibi debi bu sıcaklıkta 1lt/dak düşmüş, basınç hemen hemen aynıdır
- Şekil 12.3.8. Debi 1 lt/dak düşüşü ile akışkan gücünde'de biraz azalma gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.9. Şekilde görüldüğü gibi debinin 1 lt/dak azalması verimin artması olarak gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.10. Debi bu ölçüm sıcaklığında 1 lt/dak azalmış basınç yine değişmemiştir.
- Şekil 12.3.11. Debinin 1 lt/dak azalması akışkan gücünde'de çok az bir azalma gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.12. Debi 1 lt/dak düştüğü halde verimde dikkate değer bir artış gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.13. Bu ölçüm sıcaklığında debi sabit kalmış basınçta çok az bir düşüş gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.14. Debi sabit kalmasına rağmen akışkan gücünde çok az bir düşüş gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.15. Bu ölçüm sıcaklığında debi sabit fakat verimde dikkate alınacak şekilde düşüş gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.16. Bu ölçüm sıcaklığında debi 1 lt/dak düşüş göstermiş, fakat basınç sabit kalmıştır.
- Şekil 12.3.17. Bu ölçüm sıcaklığında debinin düşmesi ile akışkan gücünde'de düşüş gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.18. Debinin 1 lt/dak azalması ile verimde dikkate değer bir artış gözlenmiştir.
- Şekil 12.3.19. Debi 1 lt/dak arttığı görülmüş olup, basınç yine düşmüştür.
- Şekil 12.3.20. Debinin 1 lt/dak artması , akışkan gücünde çok az bir şekilde artış görülmüştür.
- Şekil 12.3.21. Ölçümlerdeki bu sıcaklıkta verim maximum seviyesine ulaşmıştır.
- Şekil 12.3.22. Geriye eğik çarklarda  $T_{su}=22C$  'de en yüksek basınç değeri gözlenmiştir. Bundan sonraki sıcaklıklarda debi belli noktada sbit kalsada basınç düşüş göstermiştir. En düşük basınç değeri  $T_{su}=80C$  'de okunmuştur.
- Şekil 12.3.23. Geriye eğik kanatlarda  $T_{su}= 22C$  'de ölçüme başlanmış, akışkan gücü  $T_{su}=32C$  ve  $40C$  'de düşüş göstermiş diğer sıcaklıklarda hemen hemen sabit kalmıştır.
- Şekil 12.3.24. Öne eğik çarklarda en yüksek değer  $T_{su}= 80C$  ve  $26$  lt/dak'da okunmuştur.

## ÖZGEÇMİŞ

1961 Kocaelinde doğdu İlk, Orta, Lise eğitimini aynı ilde tamamladı, 1978 Kocaeli Endüstri Meslek Lisesini (Metal İşleri Bölümü), 1979 Kocaeli Mimarşinan Lisesini (Fen Kolu Bölümünü Dışarıdan), 1983 Y.Ü.Kocaeli Meslek Yüksek Okulunu (Makina-Motor Bölümü), 1995 Y.Ü Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünü bitirdi.

Ayrıca A.Ü. İşletme Fakültesi 4'üncü sınıfında 3 dersten beklemeli olarak kaydı donduruldu.

Askerlik görevini 1985 yılında tamamladı ve S.Ü Fen Bilimleri Enstitüsünde yüksek lisans programını yürütmektedir.