

**TAM SANTRIFÜJ POMPALARDA,KAPALI VE YARI AÇIK  
FANLARDA ARA KANATÇIK İLAVESİNİN POMPA  
PERFORMANSINA ETKİSİ**

Kemal TOPRAK

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

1992

**TAM SANTRİFÜJ POMPALARDA, KAPALI VE YARI AÇIK  
FANLARDA ARA KANATÇIK İLAVESİNİN POMPA  
PERFORMANSINA ETKİSİ**

Kemal TOPRAK

Anadolu Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü  
Yönetmeliği Uyarınca Makina Mühendisliği Anabilim Dalı  
Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Doç.Dr.Yaşar PANCAR

Eylül - 1992

**Anadolu Üniversitesi**  
**Merkez Kütüphane**

Kemal TOPRAK'ın "YÜKSEK LİSANS" Tezi olarak hazırladığı "TAM SANTRİFÜJ POMPALARDA KAPALI VE YARI AÇIK FANLARDA ARA KANATÇIK İLAVESİNİN POMPA PERFORMANSINA ETKİSİ" Başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

7.10.1992

Üye : Prof.Dr. Battal Kuşhan

Üye : Prof.Dr. Kemal Taner

Üye : Doç.Dr. Yaşar Pancar

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim kurulu'nun .....07.....1992  
gün ve 328 - 18 .....sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof.Dr.Rüstem KAYA  
Enstitü Müdürü

## ÖZET

Bu çalışmanın amacı, tam santrifüj (düşük özgül hızlı) pompalarda kapalı ve yarı açık fanlara ara kanatçık ilavesi yaparak pompa performansındaki değişimleri gözlemektir.

Bu çalışma, teorik ve deneysel olmak üzere iki grupta toplanabilir. Teorik çalışmada kapalı ve yarı açık fanların genel özellikleri incelenmiş ve yarı açık fanlar tanıtılmaya çalışılmıştır. Daha sonra sınır tabaka teorisi ve akış ayrılması incelenmiş, akış ayrılmasının nedenleri ve ara kanatçık ilavesiyle akış ayrılmasının elimine edilmesi açıklanmıştır.

Deneysel çalışmada düşük özgül hızlı bir santrifüj pompa dizayn edilerek imalatı yapılmıştır. İmal edilen pompada dört ayrı fan denenerek ara kanatçık ilavesinin ve aralık akışlarının pompa performansına etkisi izlenmiştir.

## SUMMARY

The purpose of this thesis is to observe the changes of performances of the centrifugal pumps (which have low specific speed), when a half blade is added between the blades of their closed and semi open impellers.

This thesis consists of two parts, the theory section and tests section. In the theory section, the general properties of closed and semi open impellers are investigated and semi open impellers are tried to be introduced, then boundary layer theory and flow separation is investigated, the reasons of flow separation and the elimination of flow separation by adding a half blade between impellers' blades are explained.

In the tests section a centrifugal pump with low specific speed is designed and manufactured. Using this pump four separate impellers are tested to see the effect of added half blade and leakage flows, to the pump performance.

## TEŞEKKÜR

Tam Santrifüj Pompalarda Kapalı ve Yarı Açık Fanlarda Ara Kanatçık İlavesinin Pompa Performansına Etkisi başlıklı bu çalışmayı hazırlamamda, beni destekleyen Sayın Hocam Doç.Dr. Yaşar PANCAR'a, deneylerin yapılmasında yardımlarını ve imkanlarını esirgemeyen Türkiye Şeker Fabrikaları Anonim Şirketi Eskişehir Makina Fabrikası Müdürlüğüne, yazım aşamasında bana destek veren değerli eşim Dilek TOPRAK ve Türkan PAZI'ya teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET .....	iv
SUMMARY.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	x
DENEY FÖYLERİ DİZİNİ.....	xii
DENEY GRAFİKLERİ DİZİNİ .....	xiii
SİMGELER DİZİNİ .....	xiv
ALTLIKLAR DİZİNİ .....	xvii
1. GİRİŞ .....	1
2. SANTRİFÜJ FANLARDA GENEL HUSUSLAR .....	3
2.1. Santrifüj Fanlarda Akım Olayı.....	3
2.1.1. Rotodinamik makinaların bir boyutlu akım teorisi.....	3
2.1.2. Dönel pompaların temel eşitliği.....	4
2.1.3. Sonlu kanat sayısının etkisi .....	6
2.1.4. Özgül enerji.....	7
2.1.5. Aralık basıncı özgül enerjisi .....	7
2.1.6. Tepki derecesi .....	8
2.2. Dönen Santrifüj Kanat Dizini.....	8
2.2.1. Sürtünmesiz hal .....	8
2.2.2. Sürtünmeli hal .....	10
2.2.2.1. Dirsekte ve dönen düz bir borudaki akış .....	11

## İÇİNDEKİLER (Devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
2.2.2.2. Fan kanallarındaki bağıl hız dağılımı .....	13
2.3. Kayıplar .....	14
2.3.1. Geri dönüş kayıpları .....	15
2.3.2. Fan sürtünme kayıpları .....	15
2.3.3. Aralık kayıpları .....	16
2.3.4. Hidrolik kayıplar.....	16
2.4. Kapalı Fanlarda Aralık Akışları .....	18
2.4.1. Kapalı fanlarda aralık akışlarının hesabı.....	19
<b>3. YARI AÇIK FANLAR .....</b>	<b>20</b>
3.1. Yarı Açık Fan Seçimi .....	20
3.2. Yarı Açık Fanlarda Verim .....	21
3.3. Yarı Açık Fanlarda Aralık Akışları .....	22
3.4. Yarı Açık Fanlarda Çalışma Aralığının Etkisi .....	23
3.5. Kanat Yüklenmesi ve Eksenel İtme .....	25
<b>4. ARA KANATÇIK İLAVESİNİN PERFORMANSA ETKİSİ .....</b>	<b>27</b>
4.1. Sınır Tabaka Teorisi .....	27
4.1.1. Sınır tabakası kavramı .....	27
4.1.2. Sınır tabakasının ayrılması .....	28
4.1.2.1. Sınır tabakasında ayrılmanın matematik analizi .....	30
4.1.3. Sınır tabakasında türbülanslı akım .....	32
4.1.3.1. Türbülanslı sınır tabakasının karakteristik parametreleri .....	33
4.2. Ayrılmanın Akım Makinaları Performansına Etkisi .....	36
4.3. Ayrılmanın Kontrol Edilmesi .....	38



## İÇİNDEKİLER (Devam ediyor)

	<b>Sayfa</b>
<b>5. DENEYLER VE DENEY SONUÇLARININ İRDELENMESİ</b> .....	41
5.1. Deneyler .....	41
5.2. DeneY Sonuçları'nın İrdelenmesi .....	44
5.2.1. Kapalı fanlarda ara kanatçık ilavesinin etkisi .....	44
5.2.2. Yarı açık fanlarda ara kanatçık ilavesinin etkisi .....	50
5.2.3. Kapalı ve yarı açık fanların karşılaştırılması .....	57
5.2.3.1. Ara kanatçıksız hal .....	57
5.2.3.2. Ara kanatçıklı hal .....	60
<b>6. SONUÇ</b> .....	63
<b>KAYNAKLAR DİZİNİ</b> .....	64
<b>EKLER</b> .....	66
I- Pompanın Komple Montaj Resmi	
II- Ara Kanatçıklı Fan İmalat Resmi	
III- Kapalı Fan İmalat Resmi	

|

## ŞEKİLLER DİZİNİ

2.1. Santrifüj fandaki akış .....	3
2.2. Santrifüj fanda hız üçgenleri .....	4
2.3. Santrifüj fanda denetim yüzeyleri .....	5
2.4. Sonlu ve sonsuz kanat hallerinde basınç kenarı için hız üçgenleri ...	7
2.5. Girişi ve çıkışı kapalı bir santrifüj fandaki sürtünmesiz sıvının bağıl hareketi .....	9
2.6. Bağıl sirkülasyon etkisiyle hız üçgenlerindeki değişim .....	9
2.7. Sürtünmesiz sıvı halinde fan kanalındaki bağıl hız dağılımı .....	10
2.8. Dirsekteki hız dağılımı .....	11
2.9. Dönen kare kesitli düz bir borudaki akış .....	12
2.10. Şekil 2.9'daki borunun üst ucundaki hız dağılımı .....	12
2.11. Bir santrifüj fanda bağıl hız dağılımı .....	13
2.12. Şekil 2.11'deki fanın VI. dairesi boyunca silindirik kesitinin açınımı ve ikincil akışlar.....	14
2.13. Çeşitli kayıpların özgül hızla değişimi .....	15
2.14. Tek girişli tek kademeli bir santrifüj pompanın hidrolik veriminin fan büyüklüğü ile değişimi .....	17
2.15. Kapalı bir fanda halka aralık değişiminin pompa performansına etkisi ( $n_s = 28$ ) .....	18
2.16. Kapalı bir fanda halka aralıktan akış. ....	19
3.1. Çeşitli yarı açık fan konstrüksiyonları.....	20
3.2. Aşındırıcı sıvı basılmasında yarı açık ve kapalı fanların performanslarının karşılaştırılması .....	21

## ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam ediyor)

3.3. Yarı açık fanlarda aralık akışları .....	23
3.4. Yarı açık fanlı bir santrifüj pompada çalışma aralığının performansa etkisi ( $n_s = 41$ ) .....	24
3.5. Yarı açık fanlı dikey türbin pompalarında aralık değişiminin performansa etkisi .....	25
4.1. Bir geçiş akışında cidardaki hız için sınır şartları .....	27
4.2. Düz bir plaka boyunca sınır tabakası .....	28
4.3. Silindir etrafında sınır tabakası ayrılması ve vorteks oluşumu .....	29
4.4. Sınır tabakada ayrılma .....	31
4.5. İki boyutlu düzlem cidarlı daralan ve genişleyen kanallarda hız dağılımı .....	33
4.6. İki boyutlu düzlem cidarlı daralan ve genişleyen kanatlarda hız dağılımı .....	35
4.7. Bir santrifüj fanın ayrılmış ve ayrılmamış akımlar için çıkış hız üçgenlerinin karşılaştırılması .....	36
4.8. Fan kanallarının şekli .....	37
4.9. 180° lik bir dirsekte kanatlarla ayrılmanın kontrol edilmesi .....	39
4.10. Santrifüj pompa fanına ara kanatçık ilave edilmesi .....	39
5.1. Düşük özgül hızlı santrifüj pompa ( $n_s=15$ ) .....	41
5.2. Fan ön karşılığı.....	42
5.3. Yatak gövdesi ve salyangoz gövde .....	43
5.4. İki farklı pompanın aynı tesisattaki $H = f(Q)$ eğrileri .....	43
5.5. Kapalı fan .....	44
5.6. Ara kanatçıklı kapalı fan .....	45
5.7. Ara kanatçıklı durumda çıkış hız üçgenindeki değişim .....	46
5.8. Kanat sayısının değişimiyle en iyi verim noktasının değişimi .....	50
5.9. Yarı açık fan .....	51
5.10. Kapalı ve yarı açık fanlarda çıkış hız üçgenlerinin karşılaştırılması..	52
5.11. Kapalı ve yarı açık fanda çıkış hız üçgenleri.....	58

**DENEY FÖYLERİ DİZİNİ****Deney Föyleri**

	<b>SAYFA</b>
1. Kapalı fan .....	47
2. Ara kanatçıklı kapalı fan .....	48
3. Yarı açık fan .....	54
4. Ara kanatçıklı yarı açık fan .....	55

## DENEY GRAFİKLERİ DİZİNİ

### Deney Grafiği

	<b>SAYFA</b>
I. Kapalı Fan ve ara Kanatçıklı Kapalı Fanların Performans Eğrileri .....	49
II. Yarı Açık Fan ve Ara Kanatçıklı Yarı Açık Fan Eğrileri .....	56
III. Kapalı Fan ve Yarı Açık Fanların Performans Eğrileri .....	59
IV. Ara Kanatçıklı Kapalı Fan ve Ara Kanatçıklı Yarı Açık Fanların Performans Eğrileri .....	61
V. I, II, III ve IV Nolu Grafiklerin Birlikte Gösterimi .....	62

## SİMGELER DİZİNİ

<u>Simge</u>	<u>Açıklama</u>
A	Alan, m <sup>2</sup>
a	Yanak genişliği, m.
b	Fan genişliği, mm.
C	Mutlak hız, m/s.
C <sub>m</sub>	Mutlak hızın meridyenel bileşeni, m/s
C <sub>u</sub>	Mutlak hızın teğetsel bileşeni, m/s
D	Fan çapı, m.
e	Halka aralık genişliği, mm.
f	Halka aralık debi katsayısı
g	Yerçekimi ivmesi, m/s <sup>2</sup>
H <sub>k</sub>	Özgül kanat enerjisi, m.
H	Özgül enerji, m.
H <sub>a</sub>	Aralık basıncı özgül enerjisi, m.
h	Halka aralık basıncı, m.
h <sub>x</sub>	Giriş ve çıkış halka aralıkları arasında basınç, m.
K	Kayıp katsayısı
k	Görgüsel bir katsayı
L	Kanat uzunluğu, m.
M <sub>k</sub>	Dönme momenti, N.m
m	Kütlesel debi, kg/s

### SİMGELER DİZİNİ (Devam ediyor)

N	Pompa milindeki güç, kw
n	Devir sayısı, 1/dak.
$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	Özgül hız (Tanım sayısı)
p	Basınç, kgf/cm <sup>2</sup>
Q	Hacimsel debi, m <sup>3</sup> /s
Q <sub>a</sub>	Aralık debisi, m <sup>3</sup> /s
R	Reynolds sayısı
R <sub>x</sub>	Sınır tabakada x mesafesindeki Reynolds sayısı
r	Yarıçap, m
s	Aralık genişliği, mm.
U	Çevre hızı, m/s
U <sub>∞</sub>	Sınır tabakada harici akım hızı, m/s
u	Sınır tabakada x yönündeki hız, m/s
v	Sınır tabakada y yönündeki hız, m/s
v	Kinematik vizkozite, m <sup>2</sup> /s
W	Bağıl hız, m/s
x	Akış yönündeki kartezyen koordinat, m.
y	Akışın normalindeki kartezyen koordinat, m.
Z	Fan sürtünme kaybı, kw
z	Kanat sayısı
τ	Kayma gerilmesi, kgf/cm <sup>2</sup>
ω	Fan açısal hızı, 1/s

## SİMGELER DİZİNİ (Devam ediyor)

$\Psi = \frac{2gH}{U_2^2}$	Basınç sayısı
$\Phi = \frac{Cm_2}{U_2}$	Debi sayısı
$\beta$	Kanat açısı, derece
$\alpha$	C ile $C_u$ arasındaki açı, derece
$\rho$	Yoğunluk, $kg/m^3$
$r$	Tepki derecesi
$\eta$	Verim
$\lambda$	s/b Aralık genişliğinin fan genişliğine oranı
$2\theta$	Fan kanalı koniklik açısı, derece
$\Theta$	Sınır tabakada momentum kaybı kalınlığı
$\delta$	Sınır tabakası kalınlığı, m.
$\mu$	Güç sayısı
$\Phi$	Şekil faktörü



**ALTLIKLAR DİZİNİ**

<b><u>Sembol</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
h	Hidrolik
0	Girişten hemen önce
3	Çıkıştan hemen sonra
1	Giriş
2	Çıkış
E	Fan emme ağzına ilişkin bir büyüklük
$\Psi$	Basınç sayısına ilişkin bir büyüklük
$\emptyset$	Debi sayısına ilişkin bir büyüklük
$\eta$	Verime ilişkin bir büyüklük
$\mu$	Güce ilişkin bir büyüklük

## 1. GİRİŞ

Günümüzde endüstrinin hemen hemen bütün kollarında uygulama alanı bulan pompaların ilk çağlardan bu yana kullanıldığı bilinmektedir. Pompalar hakkında yapılan bilimsel çalışmalar tarihte oldukça eskiye dayanmaktadır. Örneğin, Pozitif deplesmanlı pompaların hidrolik özellikleri iki bin yıl önce (Ctesibius) tarafından ortaya konulmuştur. Ayrıca (Leonardo da VINCI) daha sonraları pompalar hakkında daha etraflı çalışmalar yapmıştır (Lazarkiewich and Tronskolanski, 1965).

Genellikle düşük basınçtaki akışkanı yüksek basınca çıkararak akışkana enerji veren pompalar fan ve yöneltici (difüzör) olmak üzere iki ana elemandan oluşmaktadır. Fan kanatları enerji taşıyıcı akışkana kuvvet uygulamakta böylece akışkanın basıncı ve hızı yükselmektedir. Artan hız enerjisi de yönelticilerden geçirilerek basınç enerjisine dönüştürülmektedir. Pompalarda basılan akışkan sıvı ya da gaz olabilir. Sıvı basan akım makinalarına genellikle dönel pompa adı verilir. Akışkanın gaz olduğu pompalar ise dönel sıkıştırıcı (vantilatör, körük veya kompresör) ya da türbo-sıkıştırıcı adını alır.

Bu çalışmada santrifüj fanlardaki akım olayı incelenerek, fan kanalındaki akışın gösterdiği özellikler ve santrifüj fanlardaki kayıplar üzerinde durulmuştur. Yarı açık fanlar hakkında bilgi verilerek kapalı ve yarı açık fanlarda aralık akışları incelenmiştir. Sınır tabakada akış ayrılması olayı açıklanmış, ara kanatçık ilavesiyle akış ayrılmasından korunma üzerinde

durulmuştur. Deneysel çalışmada dört ayrı fan kapalı devre pompa test istasyonunda denenmiştir. Deneylerde debi ölçümü diyaframla, basınç ölçümü ise madeni manometreyle yapılmıştır. Deney sonuçları grafik hale getirilmiş, ara kanatçık ilavesinin ve aralık akışlarının pompa performansına etkisi incelenerek performans değişiminin nedenleri izah edilmiştir.

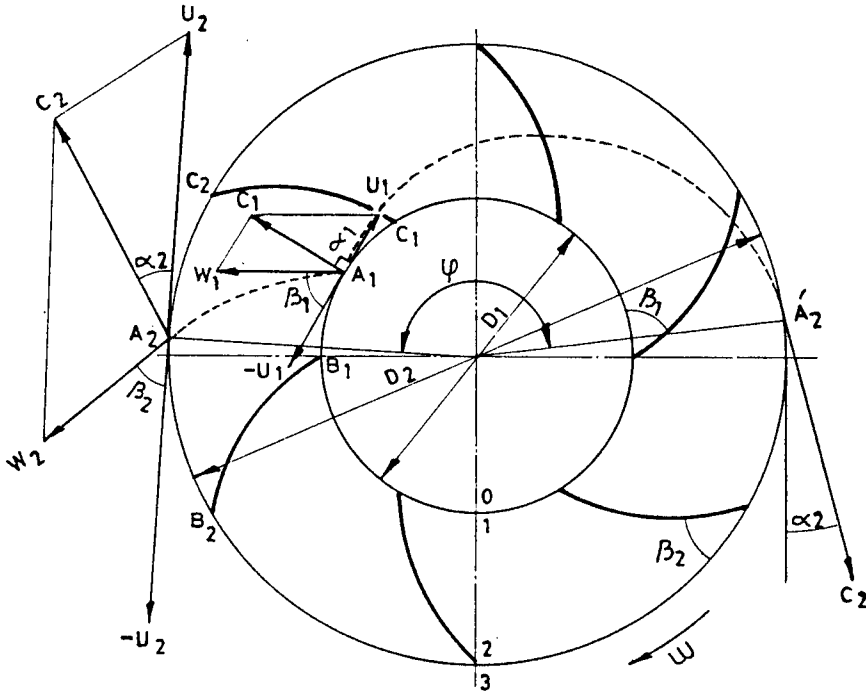
|

## 2. SANTRİFÜJ FANLARDA GENEL HUSUSLAR

### 2.1. Santrifüj Fanlarda Akım Olayı

#### 2.1.1. Rotodinamik makinaların bir boyutlu akım teorisi

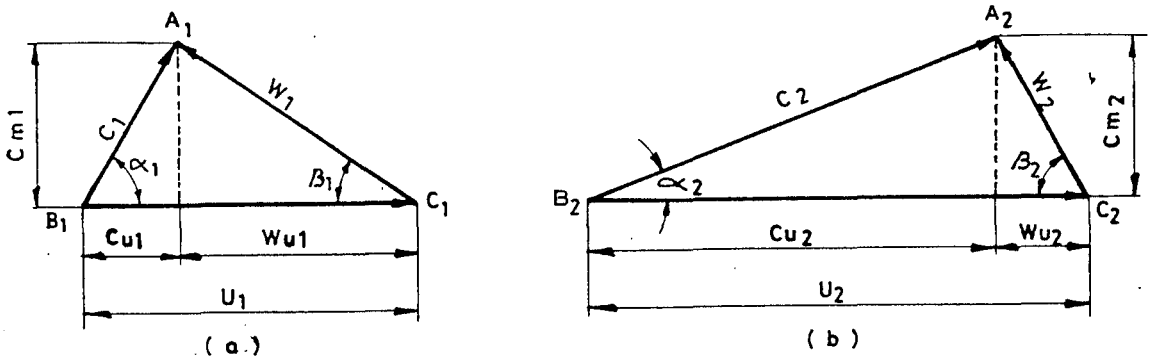
Giriş çapı ( $D_1$ ), çıkış çapı ( $D_2$ ) olan ve ( $\omega$ ) açısal hızıyla dönen santrifüj bir fandaki akışı gözönüne alalım. (Şekil 2.1.)



Şekil 2.1 Santrifüj fandaki akış

Akış içinde hareket eden bir parçacığın sabit bir gözlemciye göre hızı mutlak hız, fanla birlikte dönen bir gözlemcinin bulunduğu noktada gördüğü hız bağıl hızdır. ( $A_1 A_2$ ) ipçığı ( $B_1 B_2$ ) ve ( $C_1 C_2$ ) kanat yüzeyleriyle sınırlanmış fan kanalının merkez akım ipçığıdir. Sonsuz sayıda çok ince kanatlarla fan kanalındaki akım kanal merkez ipçığı boyunca sıvı parçacıklarının akımı gibi ele alındığında akış ipçiklerinin tamamen kanadı izlediği görülür. Bu kabul

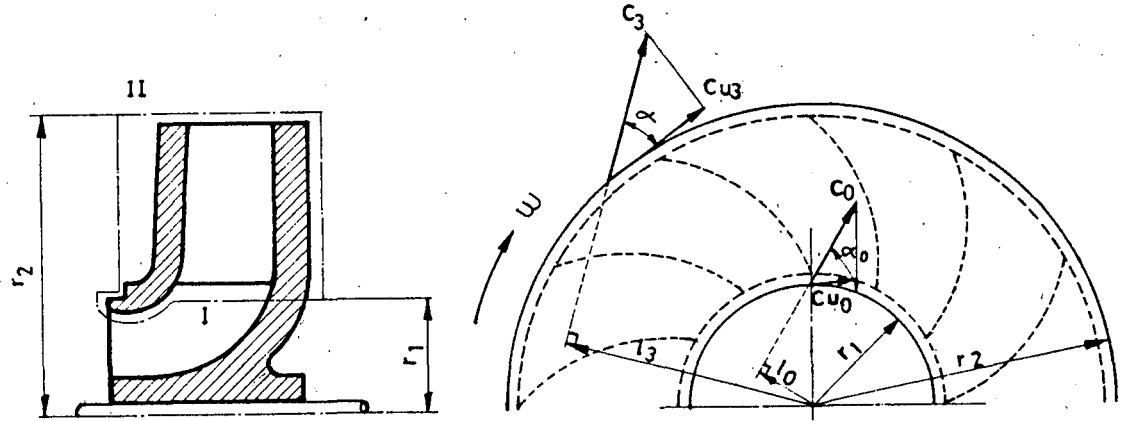
üzerine kurulan akım teorisi rotodinamik makinaların bir boyutlu akım teorisi olarak anılmaktadır. (Lazarkiewich and Tronskolanski, 1965). Mutlak yörünge ( $A_1 A'_2$ ); ( $C_1$ ) mutlak hız yönünde ( $\alpha_1$ ), açısı altında başlar ve çıkışta ( $C_2$ ) mutlak hız yönünde ( $\alpha_2$ ) açısı altında sona erer. Sıvı parçacığı fan içinde  $A_2$  noktasına geldiğinde hareketsiz ortamda ( $A'_2$ ) noktasına gelir. Bağıl yörünge ise ( $A_1 A_2$ ) dir (Şekil 2.1.). Çarpmasız (şoksuz) giriş halinde kanat başlangıcı giriş bağıl hızına teğettir. Başka bir deyişle giriş dairesi teğeti ile ( $\beta_1$ ) açısı yapan ( $W_1$ ) hızı, aynı şekilde kanat sonu çıkış dairesi teğeti ile ( $\beta_2$ ) açısı yapan ( $W_2$ ) hızı kanat profiliyle aynı yöndedir (Şekil 2.2.).



Şekil 2.2. Santrifüj fanda (a) Giriş (b) Çıkış hız üçgenleri

### 2.1.2. Dönel pompaların temel eşitliği

Giriş ve çıkış kenarları fan eksenine paralel bir santrifüj fanı ele alıp hareket miktarının (momentum) değişimi kuralını uygulamak üzere bütün kanatları içine alan dönel yüzeyler (emme kenarının hemen önünde ve basınç kenarının hemen ardında bulunan yüzeyler) denetim yüzeyleri olarak seçilebilir. Kanat sayısının sonlu olmasına rağmen akışın bir boyutlu ve daimi olduğunu denetim yüzeylerinde hız dağılımının düzgün olduğunu kabul edelim. Silindirik I-II denetim yüzeylerinden geçen akışkanın taşıdığı hareket miktarının oluşturduğu teğetsel kuvvetler dönme momenti yaratırlar (Şekil 2.3.).



Şekil 2.3. Santrifüj fandaki denetim yüzeyleri

I Silindirik yüzeyinde ( $C_0$ ) yönünde ( $mC_0$ ) impuls kuvvetinin yarattığı moment (ilk açısal momentum), ( $m$ ) kütleli debi olmak üzere;

$$M_0 = -mC_0l_0 = -mC_0r_1 \cos \alpha_0 \quad (2.1.)$$

Bu moment denetim bölgesine giren akışın yarattığı moment olup fanın sıvıya uyguladığı momenti küçültücü yönde etki ettiğinden (-) işareti alır.

II Silindirik yüzeyinde ( $C_3$ ) e ters yönde ( $mC_3$ ) impuls kuvvetinin yarattığı moment (Son açısal momentum);

$$M_3 = mC_3l_3 = mC_3r_2 \cos \alpha_3 \quad (2.2)$$

$$\text{Açısal impuls } M_k = M_3 + M_0 = m(r_2 C_3 \cos \alpha_3 - r_1 C_0 \cos \alpha_0) \quad (2.3.)$$

olur. ( $C_3$ ) ve ( $C_0$ ) hızlarının çevresel bileşenleri  $Cu_3 = C_3 \cos \alpha_3$  ve  $Cu_0 = C_0 \cos \alpha_0$  olduğundan;

$$M_k = m(r_2 Cu_3 - r_1 Cu_0) = m\Delta(rCu) \quad (2.4)$$

olur. Kanatların sıvıya uyguladığı dönme momenti kütleli debiyle  $\Delta(rCu)$  döngü değişiminin çarpımına eşittir (Edis ve Tekin, 1978).

Kanatların sıvıya aktardığı güç ise  $N = M_k \cdot \omega$  olduğundan özgül kanat enerjisi;

$$H_k = \frac{M_k \omega}{m g} = \frac{\omega}{g} (r_3 Cu_3 - r_1 Cu_0) \quad (2.5)$$

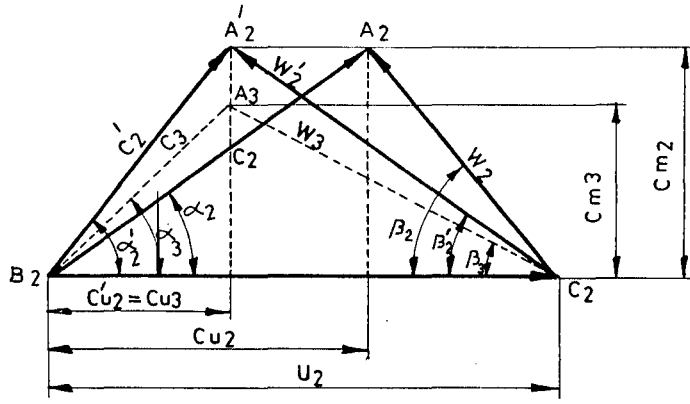
$(r_1)$  ve  $(r_2)$  yarıçaplarındaki çevresel hızlar  $U_1 = r_1 \omega$  ve  $U_2 = r_2 \omega$  olduğu için;

$$H_k = \frac{1}{g} (U_2 Cu_3 - U_1 Cu_0) \quad (2.6)$$

olur. (L.Euler) tarafından verilen bu eşitlik akım makinalarının temel eşitliğidir. Bu bölümde elde edilen bütün eşitlikler akışta sürtünmenin, çarpmanın ve kesit alanı değişimi ile yöndeğişiminin sebep olduğu basınç kaybının mevcut olup olmamasından ve yoğunluktan bağımsızdır. Bu olaylar hidrolik verimi ve ona bağlı olarak  $(H_k)$  yı etkiler Fakat eşitliklerde gerçek hızlar kullanıldığı sürece  $(H_k)$  hiçbir değişime uğramaz (Edis ve Tekin, 1978).

### 2.1.3. Sonlu kanat sayısının etkisi

Bölüm 2.1.1.'de kanat uyumlu akış için çıkarılmış olan  $A_2 B_2 C_2$  hız üçgeni kanat açıklığının bir sonucu olan güç azlığı nedeniyle  $A'_2 B_2 C_2$  halini alır (Şekil 2.4).



Şekil 2.4. Sonlu ve sonsuz kanat hallerinde basınç kenarı için hız üçgenleri

Akımın süreklilik şartından debi ve  $C_{m2}$  hızı aynı olduğu için  $A_2$  noktası  $U_2$  hızına paralel olarak yer değiştirir.  $C_{u2}$  hızının  $\overline{A_2A'_2} = C_{u2} - C_{u2'}$  kadar azalması veya  $\beta_2$  açısının  $\beta_2 - \beta_2'$  kadar daha büyük alınması güç azlığının bir sonucudur.

#### 2.1.4. Özgül enerji

Özgül enerji  $H = H_k \cdot \eta_h$  eşitliğiyle belirlidir. (2.7)

#### 2.1.5. Aralık basıncı özgül enerjisi

Şekil 2.1.'de 0 ve 3 altlığıyla belirlenen noktalardaki basınç farkı  $p_3 - p_0$  fan ile gövde arasındaki aralıkta da olduğu için bu basınç farkına aralık basıncı, aralık basıncının yoğunluğa oranı aralık basıncı özgül enerjisi adını alır. Sıkıştırılmayan sıvılar için bu değer,

$$H_a = \frac{p_3 - p_0}{\rho} = H - \frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} \quad (2.8)$$

olmaktadır.



### 2.1.6. Tepki derecesi

Aralık basıncı özgül enerjisinin özgül enerjiye oranı olarak tanımlanan tepki derecesi pompalarda 0 ile 1 arasında değişmektedir.

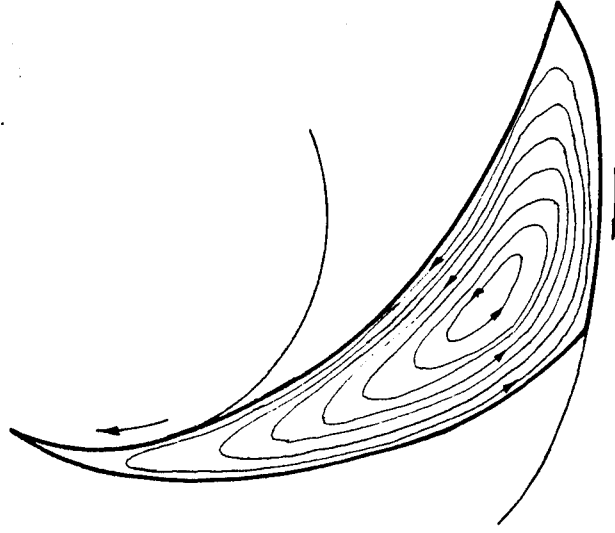
$$r = \frac{H_a}{H} = 1 - \frac{H_{k,g}}{2U_2^2} = 1 - \frac{C_{u3}}{2U_2} \quad (2.9)$$

### 2.2. Dönen Santrifüj Kanat Dizini

Santrifüj bir fanda kanat dizini dönmekte olan dairesel bir dizindir. Dönen santrifüj kanatlar halinde fan kanalları içinde ve bu kanatların ardındaki akışın gösterdiği özellikler incelendiğinde aşağıdaki hususları gözönüne almak yararlı olacaktır.

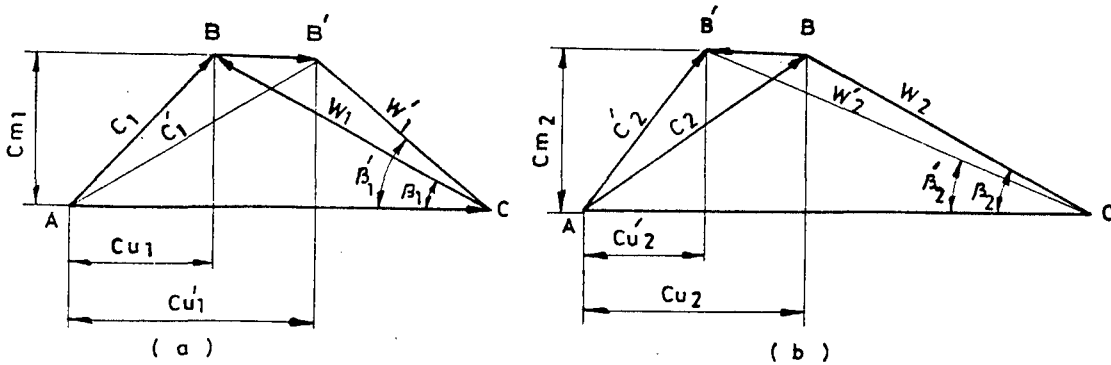
#### 2.2.1. Sürtünmesiz hal

Santrifüj fan ( $\omega$ ) açısal hızıyla döndüğü zaman bağıl akış fanın ( $\omega$ ) dönmesine karşı yönde bir dönüme ( $-\omega$ ) sahip olmalıdır. Kanalın her iki tarafı kapatıldığı zaman gözönünde canlandırılabilir olan bu bağıl dolanım hareketinin akım açısıyla, duran kanaldan geçmekte olan geçiş akışının akım açısı üst üste taşınarak akım açısı elde edilir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Girişi ve çıkışı kapalı bir santrifüj fanda sürtünmesiz sıvının bağıl hareketi (Bağıl dolanım)

(Şekil 2.5.) e göre bağıl dolanımın hızları kanadın ön tarafında geçiş akışına ters yönde arka tarafında ise aynı yöndedir. Böylelikle kanat önündeki toplam hızlar daha küçük dolayısıyla basınç daha büyük, kanat arkasındaki toplam hızların ise daha büyük ve basıncın daha küçük olduğu gözlenir. Bir başka deyişle giriş hız üçgeninde bağıl hızda bir azalma, çıkış hız üçgeninde bağıl hızda bir artış olur (Şekil 2.6).

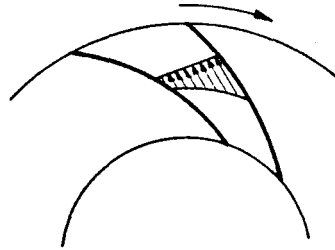


Şekil 2.6. Bağıl sirkülasyon etkisiyle hız üçgenlerindeki değişim (Stepanoff, 1967)

Dolanım hareketini de içine alan böyle bir akım için Bernouilli eşitliği artık geçerli değildir. Bu durumda önce akış kanalları sabit tutularak yalnız geçiş akışı gözönüne alınır ve bir akım çizgisi boyunca statik basınç değişimi Bernouilli eşitliğinden yazılabilir. Bu basınç farkına geçiş akışının olmadığı fakat sıvıyla dönen bir kanaldaki basınç değişimi eklenirse;

$$\frac{p_3}{\rho} + \frac{W_3^2 - U_2^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho} + \frac{W_0^2 - U_1^2}{2g} = \text{Sabit} \quad (2.10)$$

bağlı harekette Bernouilli eşitliği elde edilir. Aynı bir paralel daire boyunca (U) hızları değişmediğinden (2.10) eşitliği bağlı hareket enerjisinin paralel daire üzerinde sabit kaldığı, yani Bernouilli eşitliğinin geçerli olduğu sonucunu vermektedir. Kanat basıncının doğabilmesi için iki komşu kanat arasında kalan böyle bir daire parçası üzerinde basıncın kanat önünden kanat arkasına doğru azalması gerekir. Dolayısıyla basınç azalırken bağlı hızın artması gerekeceğinden Şekil 2.7'deki hız dağılımı elde edilir.



Şekil 2.7. Sürtünmesiz sıvı halinde fan kanalındaki bağlı hız dağılımı

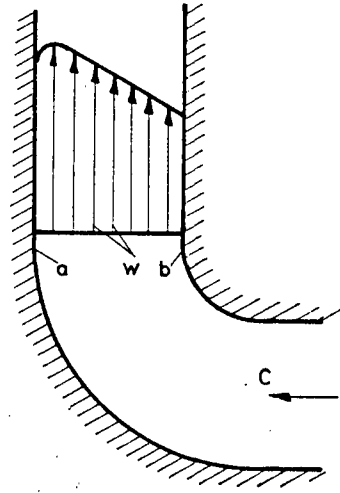
### 2.2.2. Sürtülmeli hal

Sürtünmenin etkisini etrafıca verebilmek için dirsek ve dönen bir borudaki akış koşullarını ele almak yararlı olacaktır.

### 2.2.2.1. Dirsekte ve dönen düz bir borudaki akış

Şekil 2.8'de gösterilen dirsekteki akışta merkezkaç kuvvetler ve dönen düz bir borudaki (Şekil 2.9) akışta Coriolis kuvvetleri mevcuttur.

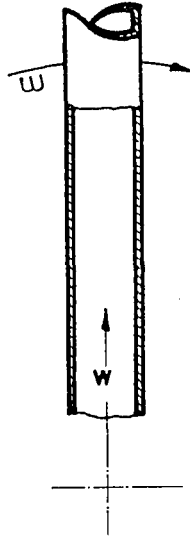
Bu kuvvetler her iki halde de statik basıncın basınç cidarı yönünde artmasına neden olur. Böylece dirsek ve dönen boruda ikincil akışlar doğar.



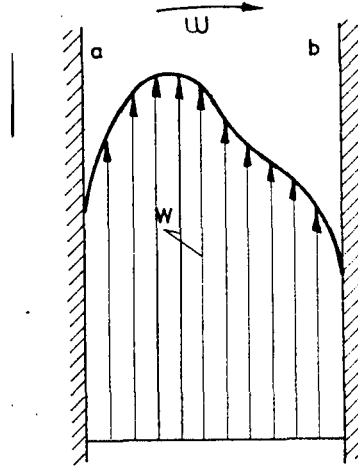
Şekil 2.8. Dirsekteki hız dağılımı (Edis, Tekin, 1978).

a,b dirseğin basınç ve emme kenarları

W Bağıl hız, C Giriş akışı yönü



Şekil 2.9- Dönen kare kesitli düz bir borudaki akış (Edis ve Tekin, 1978).



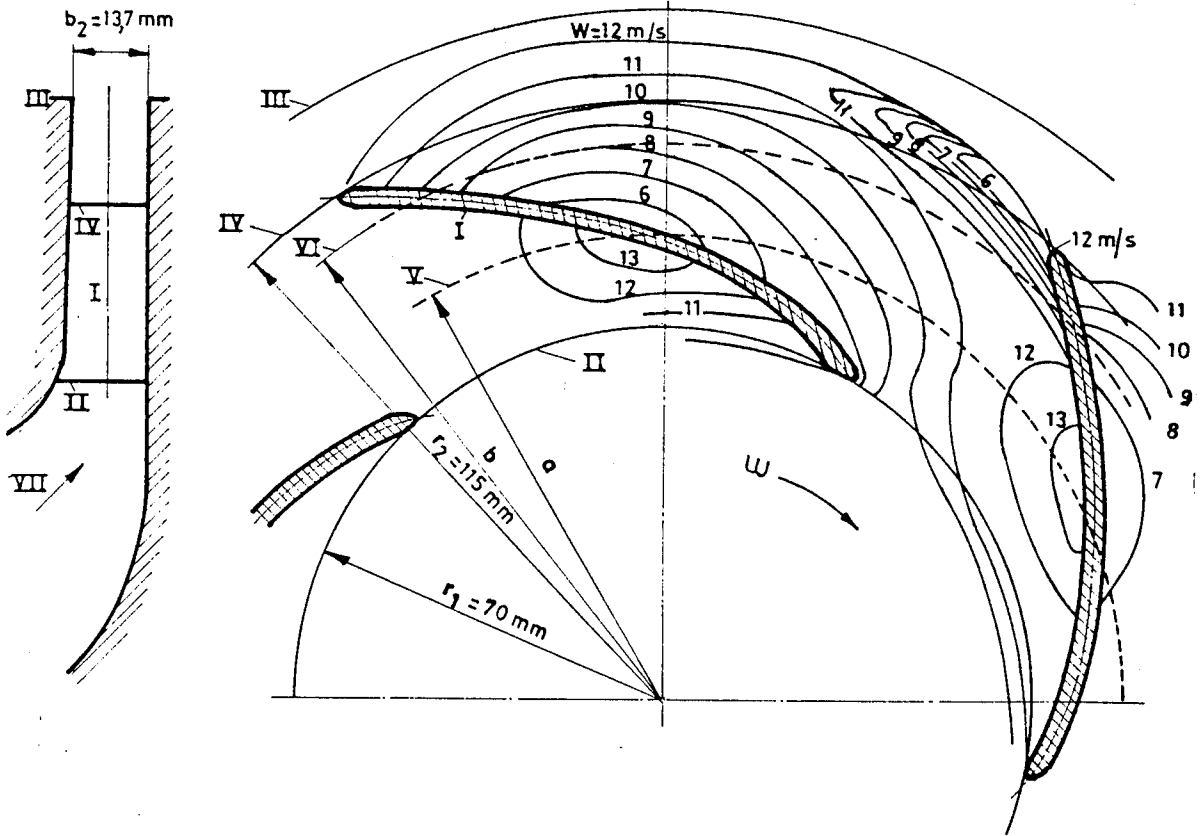
Şekil 2.10- Şekil 2.9'daki borunun üst ucundaki hız dağılımı (Edis ve Tekin, 1978).

Dönen borudaki ikincil akışlar ilke olarak dirsektekine benzer bir görünüme sahiptir. Gerçek sıvı halinde cidarlardaki hızlar daima boru ortasındaki hızlardan daha küçüktür. Boru ortasındaki yüksek hızlar dirseğin bu bölgesinde cidardakinden daha büyük merkezkaç kuvvetlerinin dönen boruda ise daha büyük Coriolis kuvvetlerinin doğmasına neden olacağından,

bu kuvvetler dirsek girişinden belirli bir mesafe sonra borunun ortasındaki sıvıyı basınç cidarına doğru sürüklemeye başlayacaktır. Dirsek başlangıç kesitinden az içerde en büyük hızlar dirsek iç cidarında görülür. İkincil akışlar nedeniyle dirsek çıkışında basınç cidarındaki hızlar iç cidardaki hızdan daha büyüktür, (Şekil 2.8). Aynı şekilde dönen borudaki hız dağılımı önce Şekil 2.7'deki gibidir. Ancak sürtülmeli sıvı halinde girişten itibaren ikincil akışlar oluşmaya başlar ve bu akışlar Şekil 2.10'daki hız dağılımına neden olurlar (Edis ve Tekin, 1978).

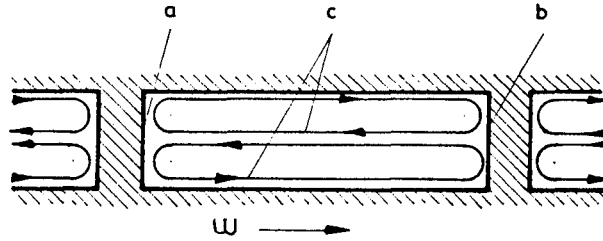
#### 2.2.2.2. Fan kanallarındaki bağıl hız dağılımı

(H.P Lewinsky-Kesslits) yaptığı ölçmelerle Şekil 2.11'deki santrifüj pompanın fan kanalındaki bağıl hız dağılımını elde etmiştir. (Edis ve Tekin, 1978).



Şekil 2.11. Bir santrifüj fanda bağıl hız dağılımı (Edis ve Tekin, 1978).

I. Fan kanatları; II. Fan kanallarına giriş; III. Fan yanaklarının dış çevresi; IV. Fan kanallarından çıkış; V, VI. Eksenden uzaklıkları a ve b olan daireler; VII. Giriş akışı yönü VIII. Bağıl hız çizgileri.



Şekil 2.12. Şekil 2.11'deki fanın VI. dairesi boyunca silindirik kesitinin açılımı ve ikincil akışlar (Edis ve Tekin, 1978).

a,b Basınç ve emme kenarları, c ikincil akışın akım çizgileri.

Fan kanalının ilk bölümünde ölçülen hız dağılımı Şekil 2.7'deki hız dağılımına benzemektedir. Öyle ki kanal önünde (basınç cidarı) 6 m/s olan bağıl hız kanal arkasında 13.5 m/s olmuştur. Eksenden (a) kadar uzakta ikincil akışlar henüz hız dağılımı üzerinde etkili olmamaktadır. Daha ilerde örneğin, (b) yarıçapındaki VI dairesinde oluşan Şekil 2.12'deki ikincil akışlar etkisini göstermeye başlamış ve kanat önü ile arkasında  $W = 8$  m/s gibi aynı değere sahip olan bağıl hızlar kanal ortasında büyümüştür. Eksenden ( $r_2$ ) kadar uzakta, kanat çıkışında ikincil akışların etkisi daha da artmış ve kanat arkasında 6 m/s olan bağıl hız kanat önünde  $W = 12$  m/s olmuştur.

### 2.3. Kayıplar

Akım makinalarında kayıplar hidrolik, yöneltici, aralık, fan sürtünme, geri dönüş ve mekanik kayıplar olmak üzere sınıflandırılabilir. Bu tez kapsamında yöneltici kayıpları ve mekanik kayıplar daha az önemli olduğu için diğer

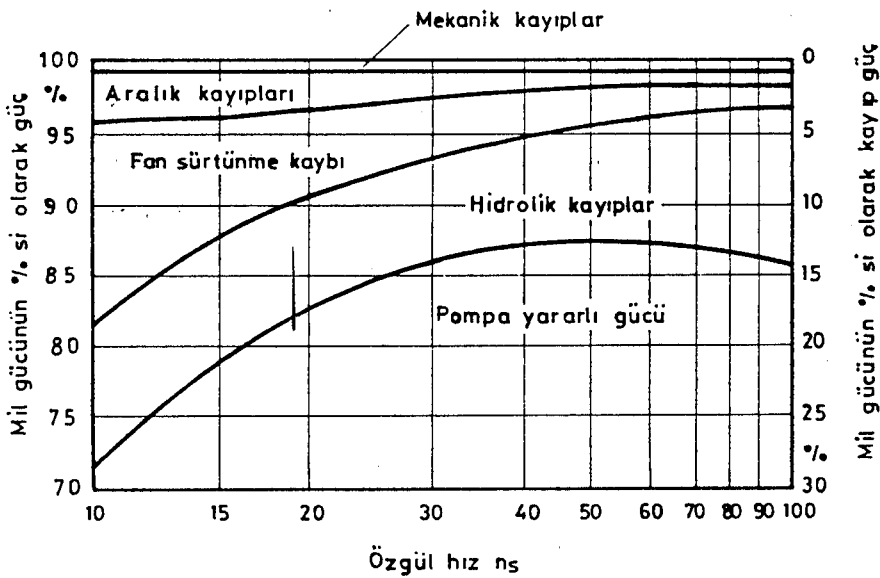
kayıplara değinilmiştir.

### 2.3.1. Geri dönüş kayıpları

Pompalarda yavaşlayan akım söz konusu olduğundan fan çıkış ortamı ile fan kanalları arasında bir momentum alışverişi olur. Bunun sebebi çıkış ortamındaki sınır tabakanın gittikçe artan basınca karşı akma durumunda kalmasıdır. Böylece sınır tabakadaki akışın tekrar fan içine geri dönerek burada yeniden hızlanması gibi bir tehlike ortaya çıkar. Fan sürtünme kayıplarıyla aynı karakterde olan bu kayıp ancak nominal debinin altındaki debilerde önemli olmaktadır (Edis ve Tekin, 1978).

### 2.3.2. Fan sürtünme kayıpları

Şekil 2.13'de debisi  $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$  devir sayısı 25 d/s olan tek girişli ve tek kademeli santrifüj ve yarı eksenel pompalarda en iyi verim noktasında çeşitli kayıpların özgül hızla nasıl değiştiği görülmektedir. (Q) ve (n) sabit kaldığına göre özgül hızdaki değişim özgül enerji değiştirilerek gerçekleştirilmektedir. Özgül hız ( $n_s$ ) küçüldükçe özellikle fan sürtünme kayıpları hızla artmaktadır.



Şekil 2.13- Çeşitli kayıpların özgül hızla değişimi (Edis ve Tekin, 1978).



Her iki yanağın sebep olduğu fan sürtünme kaybı

$$Z = \frac{1}{102.g} \left( k \rho U^3 D (D + 5a) \right) \quad (2.11)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır (Edis ve Tekin, 1978). Burada k Reynolds sayısının artmasıyla azalan görgüsel bir katsayı; a, yanak genişliğidir. Üst yanaktaki kayıp için daha büyük bir k değeri seçilerek hesap yapılmalıdır (Edis ve Tekin, 1978).

### 2.3.3. Aralık kayıpları (Kaçak Kayıplar)

Basıncı hiç etkilemeyen veya basınç üzerinde ikinci dereceden bir etkisi olan bu kayıplar; fan ile gövde arasında sızdırmazlık yerlerinde bırakılması çalışma bakımından zorunlu olan aralıklardan kaçan sıvının fan etrafından tekrar emme tarafına akmasıyla ortaya çıkan kayıplardır. Salmastralardan ve dengeleme düzenlerinden olan kayıplar da bu gruba girer.

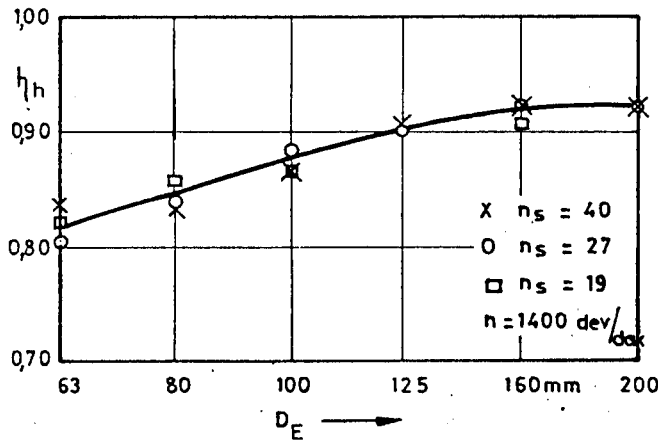
Şekil 2.13'de aralık kayıpları küçük özgül hızlarda önemli derecede artmaktadır. Bu deneylerde kullanılan fanların hepsi aynı devir sayısı ve aynı debi için yapıldığından emme ağız ölçüleri de aynıdır. Dolayısıyla üst yanaklı fanların sızdırmazlık aralıkları ölçüleri de hemen hemen aynıdır. Düşük özgül hızlı fanların özgül kanat enerjisi ve dolayısıyla aralık basıncı özgül enerjisi daha büyük olmakta, (2.12) eşitliğindeki  $h_x$  basınç farkını artırmakta ve aralık kayıpları hızla artmaktadır.

### 2.3.4. Hidrolik kayıplar

Şekil 2.13'de hidrolik kayıplar toplam kayıpların önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Düşük özgül hızlarda fan kanallarının dar ve uzun olması bu

kayıpları artırır. Özgül hızın artmasıyla azalmaya başlayan hidrolik kayıplar yaklaşık  $n_s = 30$  için en küçük değerini alır. Özgül hız bu değer üzerine çıkınca hidrolik kayıplar artar. Bunun nedeni yüksek özgül hızlarda kanallardaki akışın düşük özgül hızlardaki kadar iyi yöneletilmemesidir.

Şekil 2.13'de özgül hızın  $n_s = 20 \div 40$  aralığındaki değerleri için hidrolik verimin sabit kaldığı görülmektedir. Dolayısıyla özgül hızları bu aralıkta kalan pompaların verimleri birbirleriyle karşılaştırılabilir (Şekil 2.14). ( $D_E$ ) emme ağız çapı yalnız pompanın debisine ve devir sayısına bağlı olduğu için karakteristik boyut olarak alınmıştır.



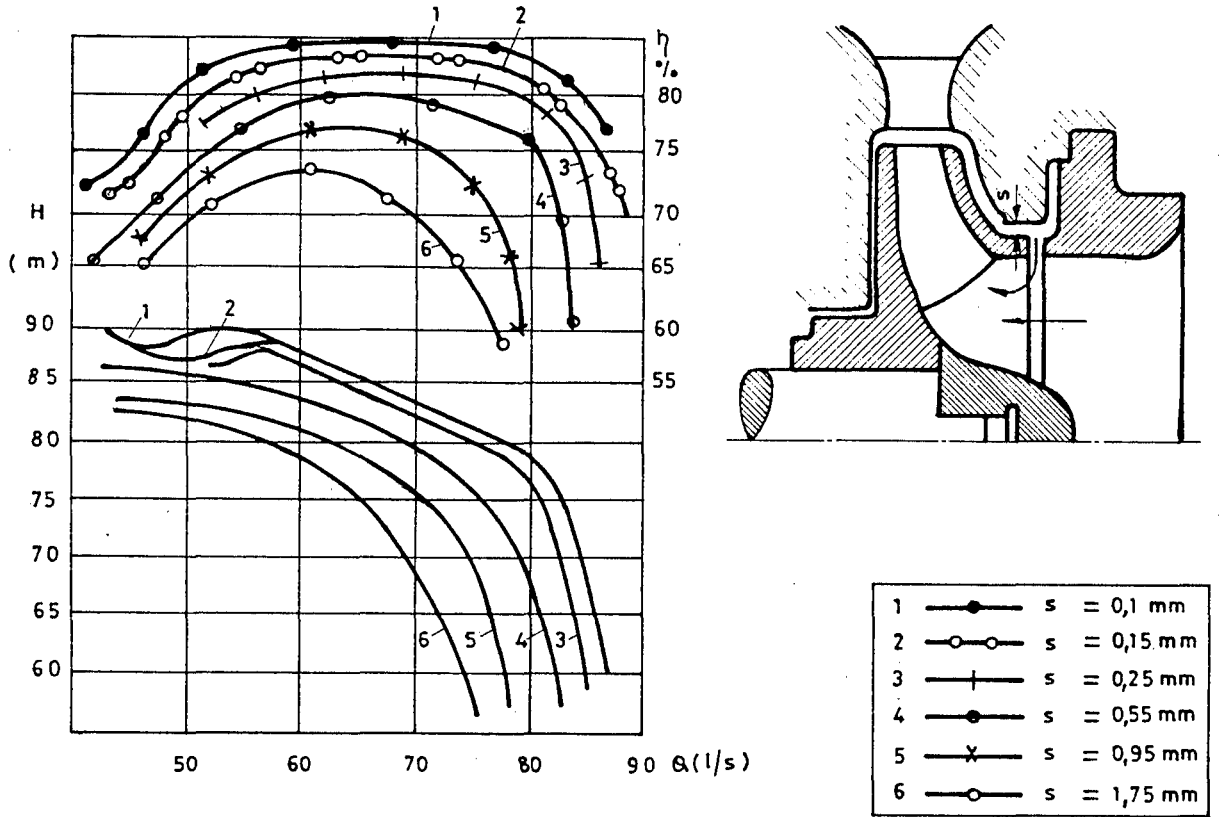
Şekil 2.14 - Tek girişli tek kademeli bir santrifüj pompanın  $\eta_h$  hidrolik veriminin fan boyutuyla değişimi (Edis ve Tekin, 1978).

Şekil 2.13'de  $D_E = 180$  mm. dir. Şekil 2.14'de ( $\eta_h$ ) hidrolik verim için elde edilen yaklaşık % 92 değeri Şekil 2.13'deki  $n_s = 20 \div 40$  aralığına düşen hidrolik kayıpla uyum içindedir.

## 2.4. Kapalı Fanlarda Aralık Akışları

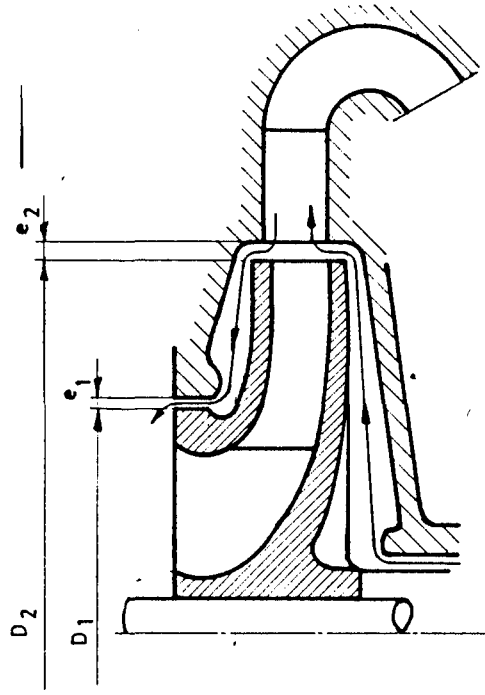
Fan çıkışındaki yüksek basıncın varlığı fan ve gövde arasındaki aralıktan emmeye doğru ters akımların oluşmasına neden olmaktadır. Kapalı fanlarda sızdırmazlık fan ile gövde arasında halka şeklinde aralıkla, yarı açık fanlarda ise kanat biçimini izleyen aralıkta gerçekleştirilir. Bu aralıkların esas etkisi hacimsel debi kaybına yol açmalarıdır. İkincil bir etki olarak aralık akışları nedeniyle fan kanalları içinde akış şartlarının önemli değişikliklere uğrayacağı unutulmamalıdır (Edis ve Tekin, 1978).

Kapalı fanlarda aralık değerinin değişmesiyle pompa performansında önemli mertebede değişimler olmaktadır (Şekil 2.15). Aralık büyüdükçe aralık kayıpları artmakta ve pompa verimi düşmektedir.



Şekil 2.15- Kapalı bir fanda halka aralık değişiminin pompa performansına etkisi ( $n_s = 28$ ) (Engade and Rautenberg, 1980).

### 2.4.1. Kapalı fanlarda aralık akışının hesabı



Şekil 2.16- Kapalı fanda halka aralıktan akış (Lazarkiewich and Tronskolanski, 1965).

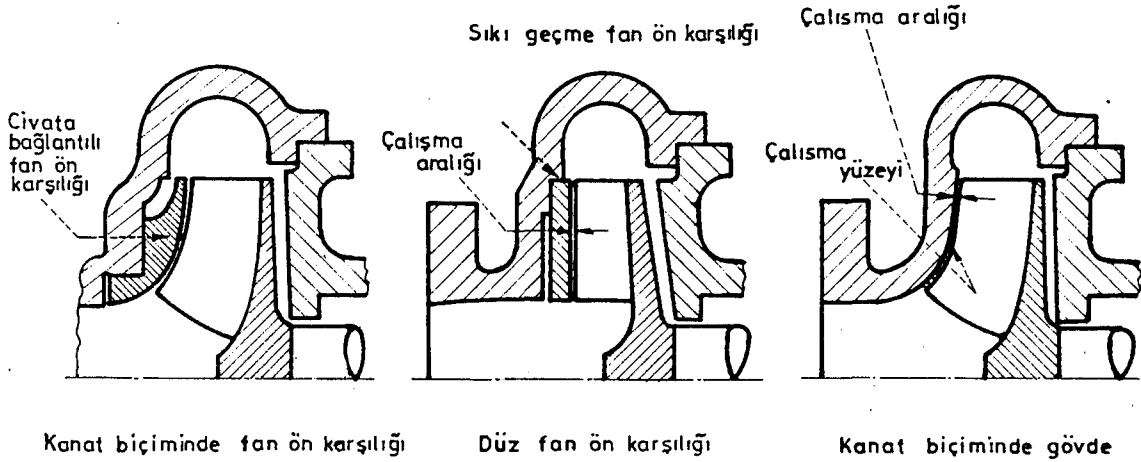
Fan giriş ve çıkışındaki halka aralıklarının alanları  $A_1$  ;  $A_2$  debi katsayıları  $f_1$  ve  $f_2$ , basınçlar  $h_1$  ve  $h_2$ , iç ve dış halka aralıkları arasındaki boşlukta basınç  $h_x$  olmak üzere (Şekil 2.16) sıkıştırılmayan sıvılar için süreklilik eşitliğinden halka aralıktan geçen debi

$$Q_a = f_1 A_1 \sqrt{2gh_x} = f_2 A_2 \sqrt{2g(h_2 - h_x)} \quad (2.12)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır.

### 3. YARI AÇIK FANLAR

Günümüzde hem yarı açık hem de kapalı fanlar yaygın olarak kullanılmakta fakat pratik olarak bilinen bütün standartlar ve imalatçı verileri yalnızca kapalı fanları kapsamaktadır. Yarı açık fan konstrüksiyonları orta ve yüksek özgül hızlı pompalarda performansı iyileştirmektedir (Stepanoff, 1967). Yarı açık fanlar genellikle kapalı fanlardan üst yanağın kaldırılması suretiyle elde edilmektedir. Şekil 3.1 'de bu şekilde oluşturulan üç değişik yarı açık fan konstrüksiyonu gösterilmektedir.



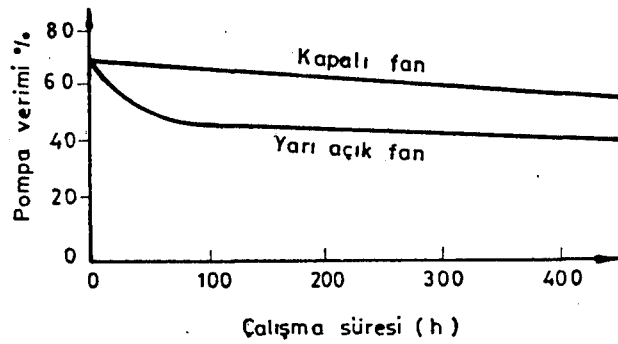
Şekil 3.1. Çeşitli Yarı Açık Fan Konstrüksiyonları (Buse, 1977).

Bir dizi hidrolik yararın yanısıra yarı açık fanlar lifli maddeleri minimum tıkanmayla basma kabiliyetine sahiptir. Ayrıca fan kanallarına temizlik için rahat ulaşılabilir olması ve ekonomik işleme yarı açık fanların kullanımını desteklemektedir (Black, 1975).

#### 3.1. Yarı Açık Fan Seçimi

Kompresör uygulamalarında gerilme sınırlamaları ve üretim zorlukları yarı

açık fanların seçimini zorlaştırmaktadır. Pompa uygulamalarında ise aşınma yüzünden sürekli artan çalışma aralığının verimi düşürmesi pompalanan sıvının cinsi ve eksenel itme yüzünden oluşan mekanik sınırlamalar yarı açık fanların seçiminde karar verici bir rol oynamaktadır. Örneğin, aşınmayı hızlandıran ve daha geniş aralıklar gerektiren aşındırıcı ve yapışkan sıvıların pompalanması durumunda yarı açık fanın verimi kapalıya göre daha düşüktür (Şekil 3.2.). Fakat burada sıvının cinsi en önemli parametre olduğu için yarı açık fan seçilmektedir (Engade and Rautenberg, 1980).



Şekil 3.2- Aşındırıcı sıvı basılmasında yarı açık ve kapalı fanların performanslarının karşılaştırılması (Engade and Rautenberg,1980 ).

### 3.2. Yarı Açık Fanlarda Verim

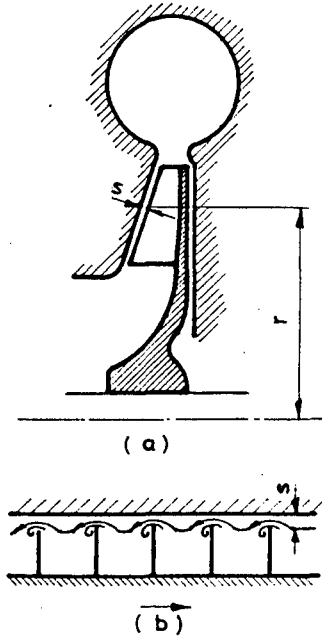
Mevcut çalışmalar yarı açık fanlarda çalışma aralığı minimum olduğu sürece verimin kapalı eşdeğerine göre  $\% \pm 2$  kadar değiştiğini teyid etmektedir (Engade and Rautenberg 1980). Yarı açık fanlarda verimdeki artış üst yanağın kaldırılmasıyla hidrolik ve fan sürtünme kayıplarının azalmasından kaynaklanmaktadır. Kapalı bir fanda üst yanaktaki bağıl akış nedeniyle  $W^2/2g$  ile orantılı olarak sürtünme kayıpları oluşurken, yarı açık fanlarda bunun yerine sıvı fan kanalından geçerken sabit gövde cidarında  $(C^2/2g)$  ile orantılı olan sürtünme kayıpları oluşmaktadır. Yüksek özgül hızlı pompalarda bu iki kaybın

yaklaşık olarak birbirini dengelediği, fan sürtünme kayıplarındaki azalmanın net bir kazanç olduğu ve orta özgül hızlı pompalarda ise verimin % 2 arttığı ifade edilmektedir (Stepanoff, 1967). Ayrıca Wood et.al.  $n_s = 69,5$  özgül hızlı yarı açık fanın performansının kapalı bir fana göre daha iyi olduğunu, Engade et al yarı açık fanların  $n_s=68.5$  özgül hızının üzerinde kapalı fanlara göre daha verimli olduğunu belirtmektedir (Engade and Rautenberg, 1980).

Yüksek tepki derecelerinde (düşük basma yüksekliği veya yüksek özgül hızlar) (C) mutlak hızı (w) bağıl hızından daha düşük olduğu için yarı açık fanlarda gövde cidarındaki sıvı sürtünmesi üst yanak sürtünmesinden daha azdır.

### 3.3. Yarı Açık Fanlarda Aralık Akışları

Basınç tarafındaki yüksek basınç nedeniyle (s) çalışma aralığından yarı açık kanallar etrafında Şekil 3.3.'de gösterilen aralık akışları olmaktadır. Kapalı fanlarda basma yüksekliğinden çok debi kaybına neden olan aralık akışları yarı açık fanlarda özellikle basınç kaybına neden olmaktadır (Pfleiderer, 1961). Aralık akışları aralık girdapları oluşturmakta ve bu da bir kayıp bölgesi yaratmaktadır (Şekil 3.3.).



Şekil 3.3. Yarı açık fanlarda aralık akışları (Pfleiderer, 1961).

### 3.4. Yarı Açık Fanlarda Çalışma Aralığının Etkisi

Yarı açık fanlar orijinal verimi muhafaza etmek suretiyle çalışma aralığının istenildiği gibi düzenlenmesine izin vermektedir (Stepanoff, 1967). Emniyetli bir çalışma açısından (s) çalışma aralığı belirli bir değerin altına düşmemelidir. Buna karşın çalışma aralığı gerekenden fazlaysa yarı açık fanların verimi kapalı fanlardan daha az olabilmektedir. Çalışma aralığı yarı açık fanlarda pompa performansı üzerine karar verici bir etkiye sahiptir. Aralık akışları nedeniyle pompa performansı kötüleşmektedir. Bu kötüleşme;

$$\text{Basınç için ; } K_{\psi} = \frac{\Delta \psi_{\text{opt}}}{\Delta \lambda}$$

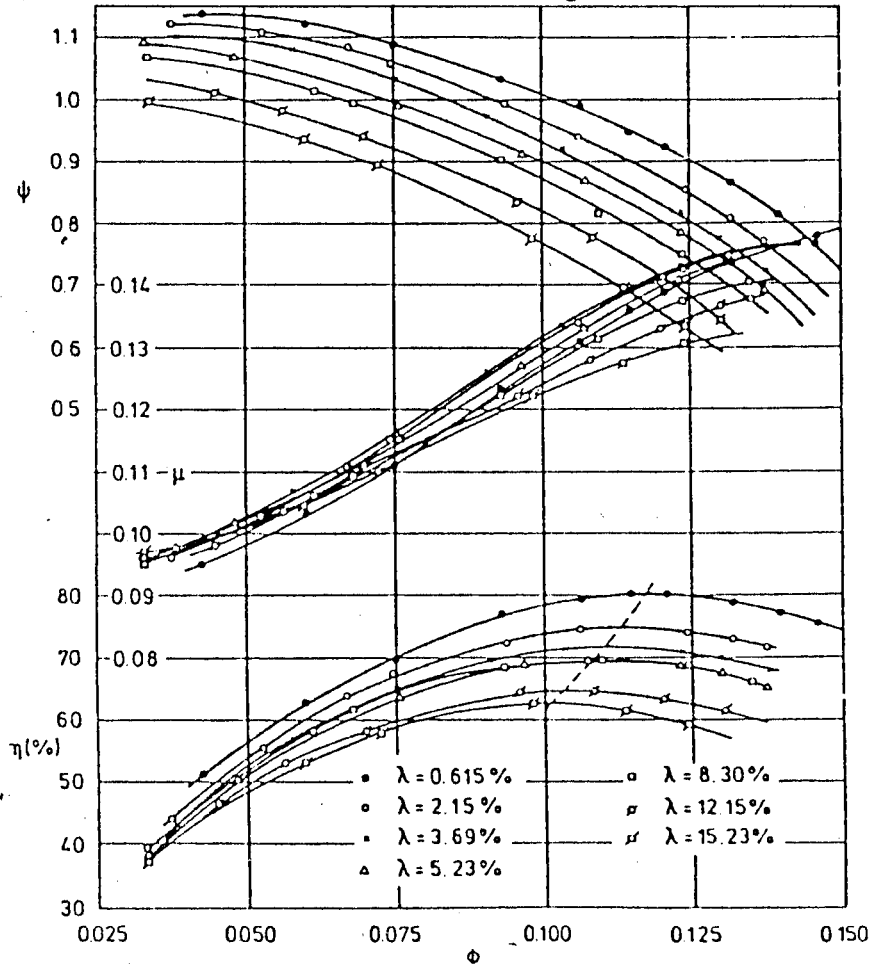
$$\text{Güç için; } K_{\mu} = \frac{\Delta \mu_{\text{opt}}}{\Delta \lambda}$$



$$\text{Debi için ; } K_{\phi} = \frac{\Delta \phi_{\max}}{\Delta \lambda}$$

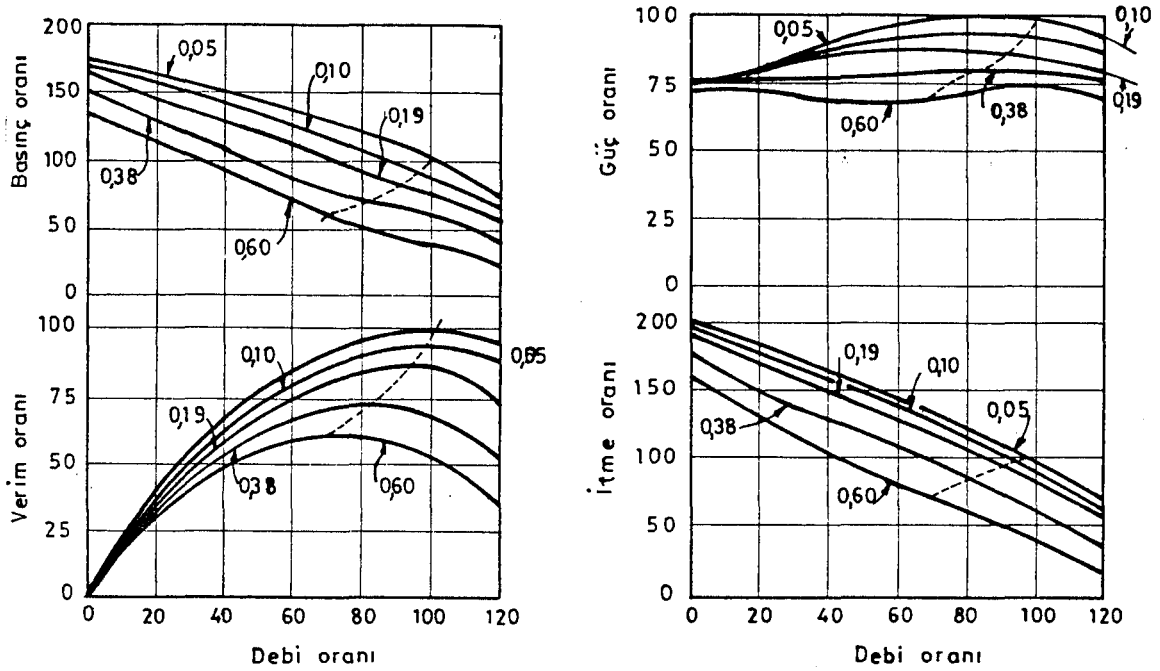
$$\text{Verim için ; } K_{\eta} = \frac{\Delta \eta_{\max}}{\Delta \lambda}$$

katsayılarıyla belirtilmektedir (Engade and Rautenberg, 1980). Optimum aralığın üzerindeki aralıklarda performansdaki değişimler için geçerli bu katsayılar yaklaşık değerlerdir. Ayrıca aralık konstrüksiyonunun etkisi de gözönüne alınmalıdır. Şekil 3.4 yarı açık bir fanda  $\lambda = \frac{s}{b_2}$  olmak üzere çalışma aralığı değişiminin performansa etkisini göstermektedir.



Şekil 3.4.  $n_s = 41$  olan yarı açık fanlı bir pompada çalışma aralığının performansa etkisi (Engade and Rautenberg, 1980.).

Şekil 3.4.'de ( $\lambda$ ) arttıkça ( $\eta$ ) pompa verimi, ( $\psi$ ) basınç sayısı, ( $\mu$ ) güç sayısı, ( $\phi$ ) debi sayısı azalmaktadır. Dolayısıyla basınç, güç, debi ve verim düşmektedir. Aynı etki (Folsom) tarafından da araştırılmış, (Şekil 3.5.) ve (Şekil 3.4)'e benzer sonuçlar almıştır (Stepanoff, 1967). Aralık değerleri aralıklarının fan çıkış genişliği  $b_2$ ' ye oranları olarak, diğer değişkenler en iyi verim noktasındaki değerlerin yüzdesi olarak verilmiştir. Ayrıca itme oranının çalışma aralığı arttıkça azaldığı görülmektedir.



Şekil 3.5- Yarı açık fanlı dikey türbin pompalarında aralık değişiminin performansa etkisi (Stepanoff, 1967).

### 3.5. Kanat Yüklenmesi ve Eksenel İtme

Aralık akışları yarı açık fanlarda kanat profili dizaynını zorlaştırmakta ve enerji transferini etkilemek suretiyle aralığın bulunduğu bölgede kanat yüklenmesini değiştirmektedir. Kanat yüklenmesi aralık akışları sebebiyle azalmakta böylece pompanın verdiği özgül enerjii, debi ve güç azaltmakta verim ise yüksek ve orta özgül hızlar için artmaktadır. Aralık artışıyla kanat yüklenmesi azalmakta ve böylece basınç ve güç düşmektedir. Şekil 3.4. ve

3.5.'te görülebilen bu etki aralık bölgesinde fan kanatlarının tam olarak yüklenmediğini göstermektedir. Bu da Bölüm 3.3.'de belirtildiği gibi özellikle basınç kaybına neden olmaktadır.

Aralık bölgesinde kanat yüklenmesi tam olarak gerçekleşmediğinden pompa milini motora doğru iten kuvvet azalmakta dolayısıyla aksenal itme artmaktadır.

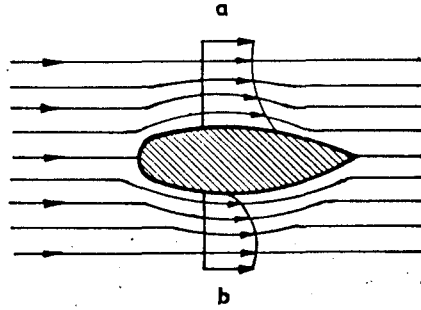
## 4. ARA KANATÇIK İLAVESİNİN PERFORMANSA ETKİSİ

Akış ayrılması olayı sınır tabakasının cidardan ayrılması olduğu için sınır tabaka teorisini öncelikle ele almak, daha sonra akış ayrılmasının akım makinaları performansına etkisini ve ara kanatçık ilavesiyle akış ayrılmasının yenilmesini incelemek konu bütünlüğü açısından yararlı olacaktır.

### 4.1. Sınır Tabaka Teorisi

#### 4.1.1. Sınır tabakası kavramı

Sürtünmesiz bir sıvı sınırdaki kayarken (Şekil 4'1-a), gerçek bir sıvıda akımın ince bir tabakası cidara olan adhezyon yüzünden gecikir (Şekil 4.1-b). Bu tabakaya (L.Prandtl)'in sınır veya sürtünme tabakası denir (Streeter, 1961).

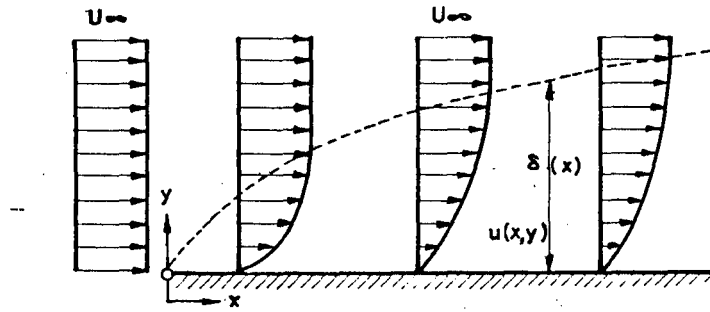


Şekil 4.1. Bir geçiş akışında cidardaki hız için sınır şartları

- (a) Sürtünmesiz akım, kayma var.
- (b) Vizkoz sıvı, kayma yok

Düz bir plaka boyunca olan akımda (Şekil 4.2) akım yönünde ( $\delta$ ) sınır tabakası kalınlığı artmaktadır. Sınır tabakası düşük viskoziteler için daha ince, başka bir deyişle düşük viskozite (Yüksek Reynolds sayısı) için

kayma gerilmesi  $\left( \tau = \frac{\nu \rho}{g} \frac{du}{dy} \right)$ ; sınır tabakası dışında çok küçükken, hız gradyanının yüksek olması yüzünden sınır tabakada belirli bir değere sahiptir. Teorik olarak düşük vizkoziteli akımlar sürtünme kuvvetlerinin önemli rol oynadığı cidarın yanındaki ince sürtünme bölgesi (sınır tabaka) ve sürtünme kuvvetlerinin küçük olduğu sınır tabaka dışındaki bölge olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır (Örencik, 1980).

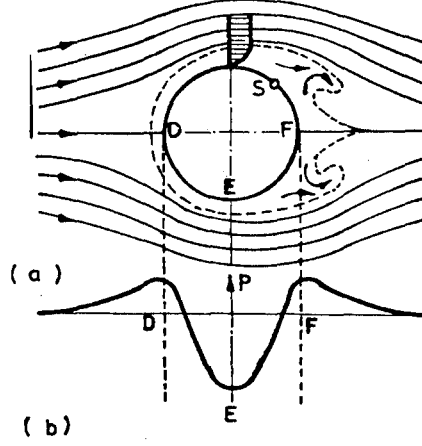


Şekil 4.2. Düz bir plaka boyunca sınır tabakası

#### 4.1.2. Sınır tabakasının ayrılması

Sınır tabakası belirli durumlarda cisimden ayrılabilir. Bu olay akış yönü boyunca kalınlığı artan sınır tabakasında harici akımın statik basınç yüklediği akım bölgesinde oluşur. Böylece harici akım sınır tabakası ayrılmasıyla cıdardan uzağa itilir. Durgun sıvı bölgesi olarak anılan bölge bir dizi (Eddy) akımının ortaya çıktığı dönüm noktası yönünde oluşmakta, bu bölgede hızlar şiddet ve yön itibarıyla düzensizleşmektedir. Dönüm noktasının akış yönündeki ayrılma yörüngesinde çok az sürtünme direnci vardır. Fakat durgun sıvı bölgesinde basınç direncindeki artış sürtünme direncinden daha fazladır. Bunun anlamı sınır tabakada ayrılma olduğunda cismin toplam akım direncinin önemli derecede artmasıdır (Lexicon, 1975.).

Yüksek enerji kaybına neden olan sınır tabakası ayrılması ve vorteks oluşumunun önemini anlamak için bir silindir etrafındaki akış ele alınmıştır (Şekil 4.3.).



Şekil 4.3- Silindir etrafında sınır tabakası ayrılması ve vorteks oluşumu (Streeter, 1961).

(S = ayrılma noktası), (a) Akım modeli (b) Basınç dağılımı.

Negatif basınç gradyanlı akım (hızlanan akım) cismin kaldırma yüzeyinde D' den E'ye doğru olurken, pozitif basınç gradyanlı akım (yavaşlayan akım) sürüklenme yüzeyinde akımın gecikmesi yüzünden E'den F'ye doğru olmaktadır. Harici akımda D'den E'ye giden bir parçacığın enerjisi kinetik enerjiye dönüşmektedir. Sınır tabakasındaki bir parçacıkta kendini harici akımın basınç dağılımı altında bulur. D'den E'ye giden parçacık sınır tabakadaki gecikme yüzünden çok fazla kinetik enerji kaybeder, kalan kinetik enerji parçacığı E'den F'ye taşımaya yetmediği için bu bölgede çok uzağa gidemez ve hareketsiz hale gelir ve harici akımın hız dağılımı yüzünden geriye doğru yönelir. Bu ters akım ayrılmanın başlangıcıdır.

Sonuçta ayrılmanın yalnız pozitif basınç gradyanlı bölgede olduğu görülür.

Ayrılma oluşumu için doğal bir eğilimin olduğu bu bölgede ayrılmanın olup olmaması pozitif basınç gradyanının değerine ve akım şartına (Laminer veya türbülanslı) bağlıdır. Silindirin sürüklenme yüzeyindeki gibi dik bir pozitif basınç gradyanı genel olarak ayrılmaya yol açar. Bu durumda akımın refakat edici etkisi bazen sınır tabakasındaki ters akımı önleyebilmektedir. Ancak ayrılmadan kaçınmak ve akış içindeki cismin sürüklenme yüzeyinde küçük bir sürüklenme elde etmek için boyutta tedrici bir azalma olmalıdır. Dalmış bir cismin kaldırma yüzeyinin toplam sürüklemeye etkisi önemli değildir.

#### 4.1.2.1. Sınır tabakasında ayrılmanın matematik analizi

Sınır tabakasında gerçekte üç boyutlu akım söz konusudur. Bazı üç boyutlu laminer durumlar tam veya yaklaşık metodlarla kontrol edilmekte, üç boyutlu türbülanslı durumlar için bugün geçerli analitik teknikler bulunmamaktadır. İki boyutlu akımlarda ise ayrılmanın sebepleri kolayca kontrol edilmektedir. Vizkoz ve sıkıştırılmayan sıvıların iki boyutlu hareketinde atalet, basınç ve sürtünme kuvvetlerinin dengesini ifade eden (Navier-Stokes) eşitliklerinin basitleştirilmesiyle;

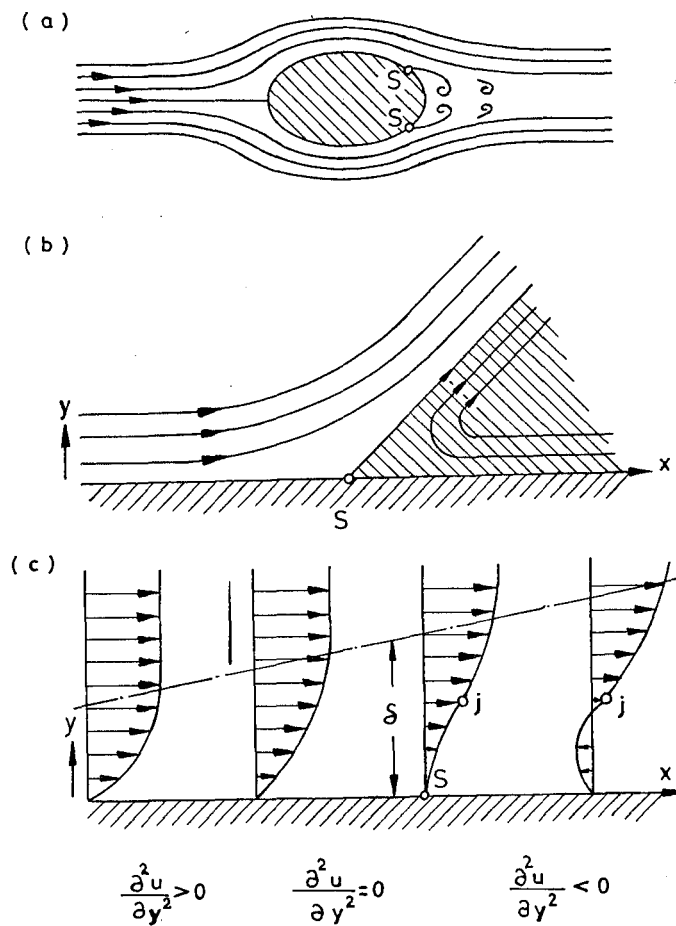
$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -g \left( \frac{dp}{dx} \right) + \nu \rho \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.1.)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.2.)$$

Prandtl'in sınır tabakası eşitlikleri elde edilir. Sınır şartları ise;

$$y=0: u=0 \quad v=0 \quad y=\infty : u=U(x) \quad (4.3)$$

(y) yönündeki hareket eşitlikleri (x) yönündekilere göre çok küçük olduğu için ihmal edilebilir. Dolayısıyla  $a_p/a_y$  basınç gradyanı sınır tabakada sıfırdır. Böylece cidar boyunca sınır tabakadaki basınç düşümü sürtünmesiz harici akımdan bulunabilir. Şekil 4.4.'de akımın ayrılma noktasından hemen önce ve hemen sonra izlediği yol gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Sınır tabakada ayrılma (Steeter 1961) (S= Ayrılma noktası. (a) Ayrılma oluşumu (b) Ayrılma noktasının yanında akış ipçiklerinin davranışı. (c) Ayrılma noktası civarında hız dağılımı (J: Dönüm noktası).

Yanındaki akımı dışarı zorlayan (S) ayrılma noktasının arkasında, cidar yakınında ters akım oluşmaktadır (Şekil 4.4 b). Ayrılma noktası cidara en yakın



tabakanın ters ve ileri akımları arasındaki sınır olarak tanımlanmaktadır (Şekil 4.4 c). Böylece;

Ayrılma noktası

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{\text{cidar}} = 0 \quad (4.4.)$$

dır.  $u(y)$  hız profilinin ayrılma noktasında (Şekil 4.4c), başka bir deyişle

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) = 0 \quad \text{olduğu noktada bir dönüm noktasına sahip olması gerekir.}$$

(4.3.) eşitliğindeki sınır şartlarının (4,1) eşitliğinde yerine konulmasıyla cidardaki hız profili

$$v.p \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) = g \frac{dp}{dx} \quad (4.5)$$

eşitliğinden elde edilir. Buradan pozitif basınç gradyanlı akımda

$$\left(\frac{dp}{dx}\right) > 0 \quad \text{hız profilinin daima bir dönüm noktası olduğu görülür}$$

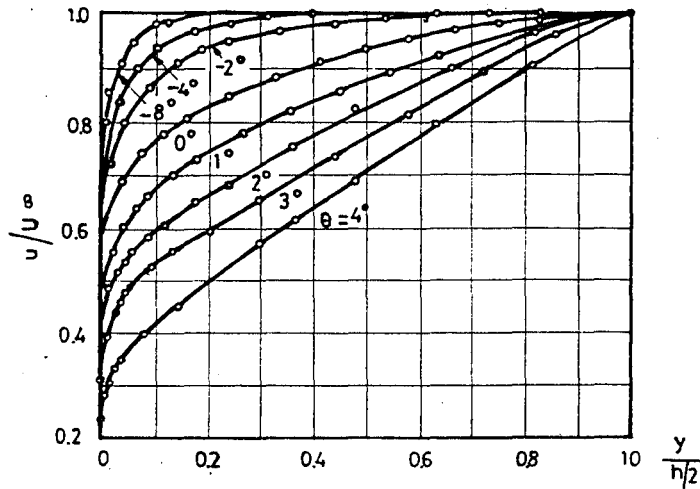
#### 4.1.3. Sınır tabakasında türbülanslı akım

Sınır tabakası, harici akım hızı ( $U_\infty$ ) yeterli ise cidar boyunca türbülanslıdır.

Laminer akımdan türbülanslı akıma geçişin olduğu kritik Reynolds sayısının ( $R=U_{\infty}L/\nu$ ) nümerik değeri büyük oranda harici akımın türbülans şiddetine bağlıdır. Sınır tabakadaki türbülansın şiddeti ayrılma noktasının yer değiştirmesine neden olmaktadır. Fan kanallarındaki harici akım türbülanslıdır ve pozitif basınç gradyanıyla ayrılma akım yönünde daha uzakta olmaktadır (Streeter, 1961). Böylece basınç dağılımı sürtünmesiz akıma yaklaşmaktadır. Bu olay pompanın en iyi verim noktasında hissedilirken, çok küçük debilerde (düşük Reynolds sayısı) akış ayrılması fan girişine yakın bölgelerde başlamakta, akımın ilerlemesi bozulmakta, düzensiz bir basınç dağılımının sonucu olarak pompa verimi azalmaktadır.

#### 4.1.3.1. Türbülanslı sınır tabakasının karakteristik parametreleri

Pozitif ve negatif basınç gradyanlı türbülanslı sınır tabakaların sistematik ölçümleri genişleyen ve daralan düzlem cidarları kanallarda ilk defa (F.Dönch ve Nikuradse) tarafından yapılmıştır (Şekil 4.5.).



Şekil 4.5. İki Boyutlu düzlem cidarlı daralan ve genişleyen kanallarda hız dağılımı (Streeter, 1961).

Şekil 4.4.'de ordinattaki  $(u/U_\infty)$  değişkeni sınır tabakadaki hızın harici oranı, apsisteki  $\left(\frac{y}{h/2}\right)$  değişkeni sınır tabakası kalınlığıdır. Burada  $(y)$  akımın normalindeki kartezyen koordinat  $(h/2)$  ise kanal yüksekliğinin yarısıdır. Sınır tabakası kalınlığı genişleyen kanallarda önemli ölçüde büyük ve kanalın ortasına doğru gelirken daralan kanallarda paralel cidarlı bir kanaldan oldukça küçüktür. Kanaldaki hız dağılımı koniklik açısının yarısı  $\theta = 4^\circ$  için tamamıyla simetrik ve ayrılma göstermez.  $\theta > 4^\circ$  için hız dağılımının simetrisi bozulur ve ayrılma olur (Streeter, 1961). Geçiş akışı için yapılan bu deneyler baz alınarak pompa yönettelerinde (özellikle kanatlı yönettelerde) kanal açıları belirlenmektedir (Lazarkiewich and Transkolanski, 1965).

Sınır tabakası kalınlığı  $(\delta)$  genellikle akım hızının harici akım hızının % 99'una  $(u = 0,99 U_\infty)$  ulaştığı andaki çeperden uzaklığı olarak tanımlanmaktadır (Lexicon, 1975). Pürüzsüz sınır için  $R_x$ ;  $(x)$  uzunluğundaki Reynolds sayısı olmak üzere;

$$\delta = \frac{0.38x}{R_x^{0.20}} \quad (5 \times 10^4 < R < 10^6 \text{ için}) \quad (4.6)$$

$$\delta = \frac{0.22}{R_x^{0.167}} \quad (10^6 < R < 5 \times 10^8 \text{ için}) \quad (4.7)$$

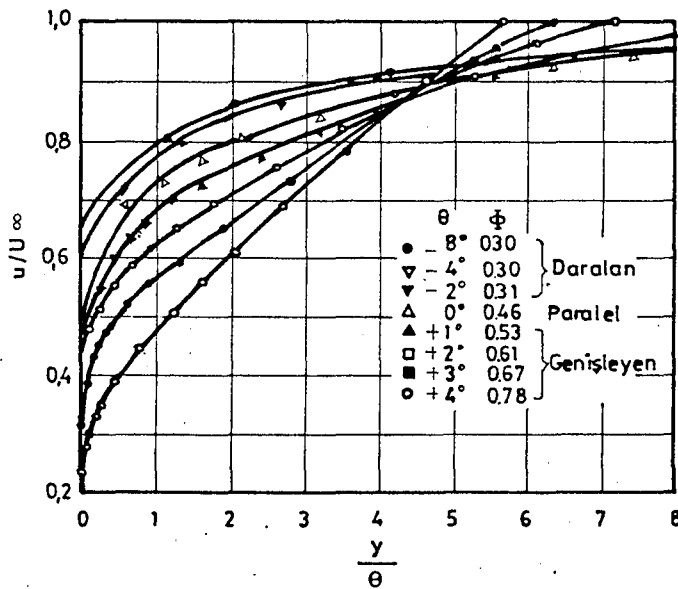
eşitlikleri verilmektedir (Örencik, 1980).  $(\delta)$  sınır tabakası kalınlığı gibi,

$$\Theta = \int_0^\delta \frac{u}{U_\infty} \left(1 - \frac{u}{U_\infty}\right) dy \quad (4.8)$$

momentum kaybı kalınlığı da karakteristik olarak alınabilmektedir. Büyük oranda basınç gradyanına bağlı olan hız profilini tanımlamak için (Gruschwitz),

$$\Phi = 1 - \left[ \frac{u(\Theta)}{U_\infty} \right]^2 \quad (4.8)$$

şekil faktörünü vermiştir. Burada  $u(\Theta)$ ;  $y=\Theta$  mesafesindeki sınır tabaka hızını göstermektedir. türmülsüz sınır tabakası hız profilinin gösteriminde şekil faktörünün kullanımı Şekil 4.5.'de apsisteki değişkenin yerine  $y/\Theta$  konularak Şekil 4.6'da verilmektedir.



Şekil 4.6. İki boyutlu düzlem cidarlı daralan ve genişleyen kanallardaki hız dağılımı (Streeter, 1961).

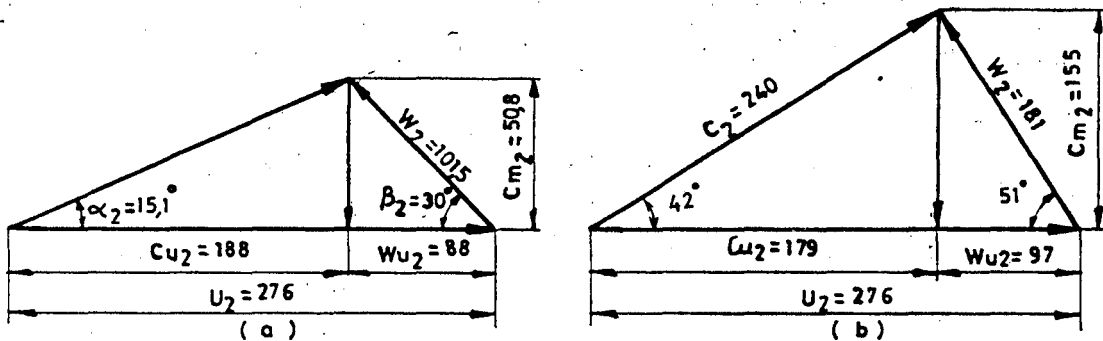
Negatif basınç gradyanı için  $\Phi < 0.46$ , pozitif basınç gradyanı için  $\Phi > 0.46$  dir ve ayrılma  $\Phi = 0.8$  de olmaktadır.

#### 4.2. Ayrılmanın Akım Makinaları Performansına Etkisi

Akış ayrılmasında kayıpların oluşmasının en önemli nedeni akım ayrılmış bölgeden geçerken kesme kuvvetlerinin artmasıdır. Ayrılmış akım cidardakinden 20 kat daha büyük bir kesme kuvveti harcayabilir (Streeter, 1961). Ayrılma, efektif akım sınırlarını değiştirmektedir. Bu değişimler katı yüzeylerde basınç dağılımları, bir akım makinasında bir sonraki kademenin hız üçgenleri, yönelticilerin basınç kazanımı, mach sayısı dağılımları, şok bölgesinin oluşması, akımın öngörülen sınırlar dışına çıkması, erozyon ve depozitlere sebep olan katı partikül yörüngeleri, ısı ve kütle transferi, akımın büyük' oranda düzensizleşmesi, titreşim ve gürültülü çalışma v.s. şeklinde sayılabilir.

Ayrılmanın erozyon ve korozyon üzerine etkisi önemlidir. Ayrılmış bölgelerde korozif etkenlerin konsantrasyonu yoğunlaşmakta, ayrılma noktası yakınında erozyon olayı gözlenmektedir. Erozyon, parçacıkları cidara yakın konuma getiren ve cidara çarparak ayrılmaya yardımcı olan sürüklenme vokteksleri yüzünden oluşmaktadır.

Ayrılmada kayıpların artmasının yanısıra akım kanatlardan sapmaktadır. Şekil 4.7. bir santrifüj pompa fanının çıkış hız üçgeninde bu etkiyi göstermektedir.

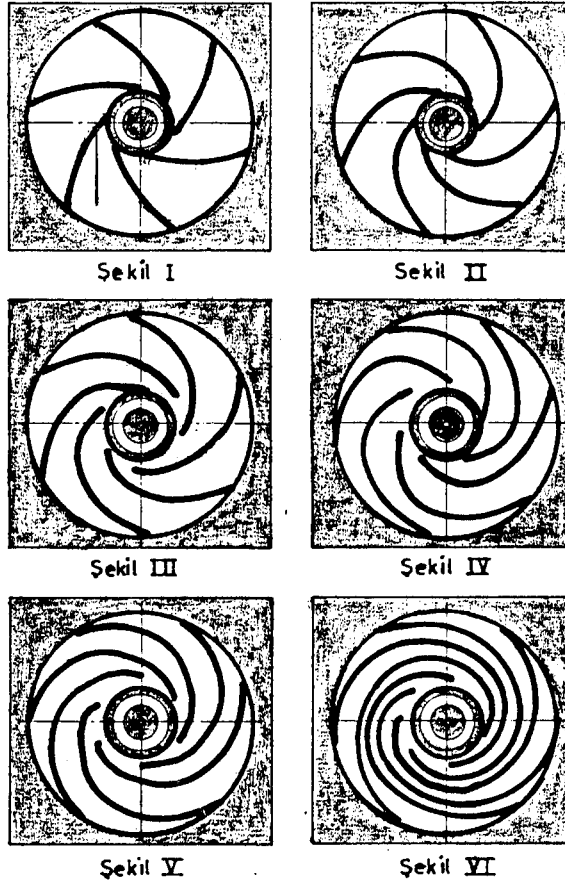


Şekil 4.7. Bir santrifüj fanın (a) Ayrılmış (b) Ayrılmamış akımlar için çıkış hız üçgenlerinin karşılaştırılması (Streeter, 1961).

Ayrılmada kayıplar genellikle birdenbire yükseldiği halde ayrılmadan hemen önce veya ayrılmanın küçük bir mesafesi içinde çoğudurumda optimum performansa tekrar ulaşılır. Optimum performans sık sık ayrılma sınırında veya hemen ayrılmadan sonra gerçekleştiğinden, ayrılma akışkanlar mekaniğinde çok önemlidir.

Fan kanallarındaki ayrılma kayıpları hakkında açıklık sağlayan Şekil 4.8. kanat giriş ve çıkış açıları ve kanat sayıları aynı olan 6 fanı birbiriyle karşılaştırmaktadır.

1. Fanda sürtünme yüzeyleri küçük, yani kanatlar kısa olduğundan ayrılma kayıpları büyürken, III.-VI. fanlarda kanat uzunluğu artarken sürtünme kayıpları da artmakta fakat ayrılma kayıpları azalmaktadır. Optimum çözüm II. fanın kanat profiliyle sağlanmaktadır.



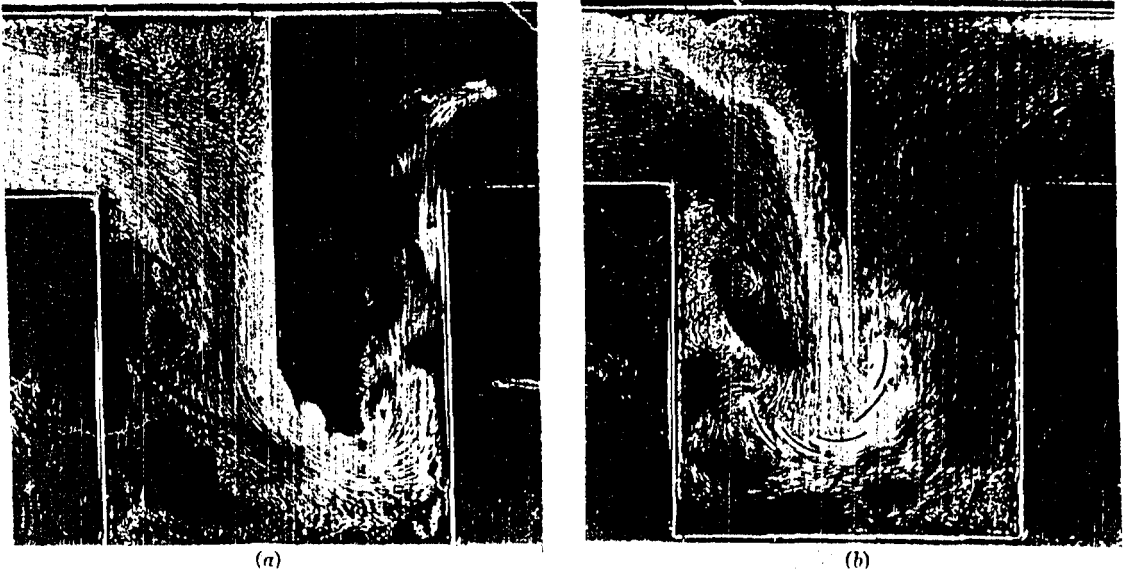
Şekil 4.8. Fan kanallarının şekli (Lazarkiewich and Tronskolanski, 1965).

### 4.3. Ayrılmanın Kontrol Edilmesi

Ayrılmayı kontrol etmek için birçok metod vardır. Yardımcı cisimlerle ayrılmayı kontrol etmek bunlardan birisidir. Ayrılma gerekli sınır tabakasının çok fazla difüzyonu yüzünden oluşmakta bu difüzyon yüzeyin mümkün olmayan kaldırma veya basınç yükü üretmesini gerektirmektedir. Yük lokal konsantrasyonları azaltmak için daha fazla yayılamayacağından daha fazla taşıma yüzeyi sağlanmalıdır. Buna örnek olarak bir dirsekteki akışta yönlendirici kanatların konulması daha fazla yük taşıma yüzeyi sağlayacak, böylece cidarların yükü azaltılacaktır (şekil 4.9.). Yardımcı cisimlerin konulmasıyla ilave yüzey yüzünden sürtünme sürüklemesi nedeniyle kayıplar doğduğu halde, genel olarak kayıplar düşer.

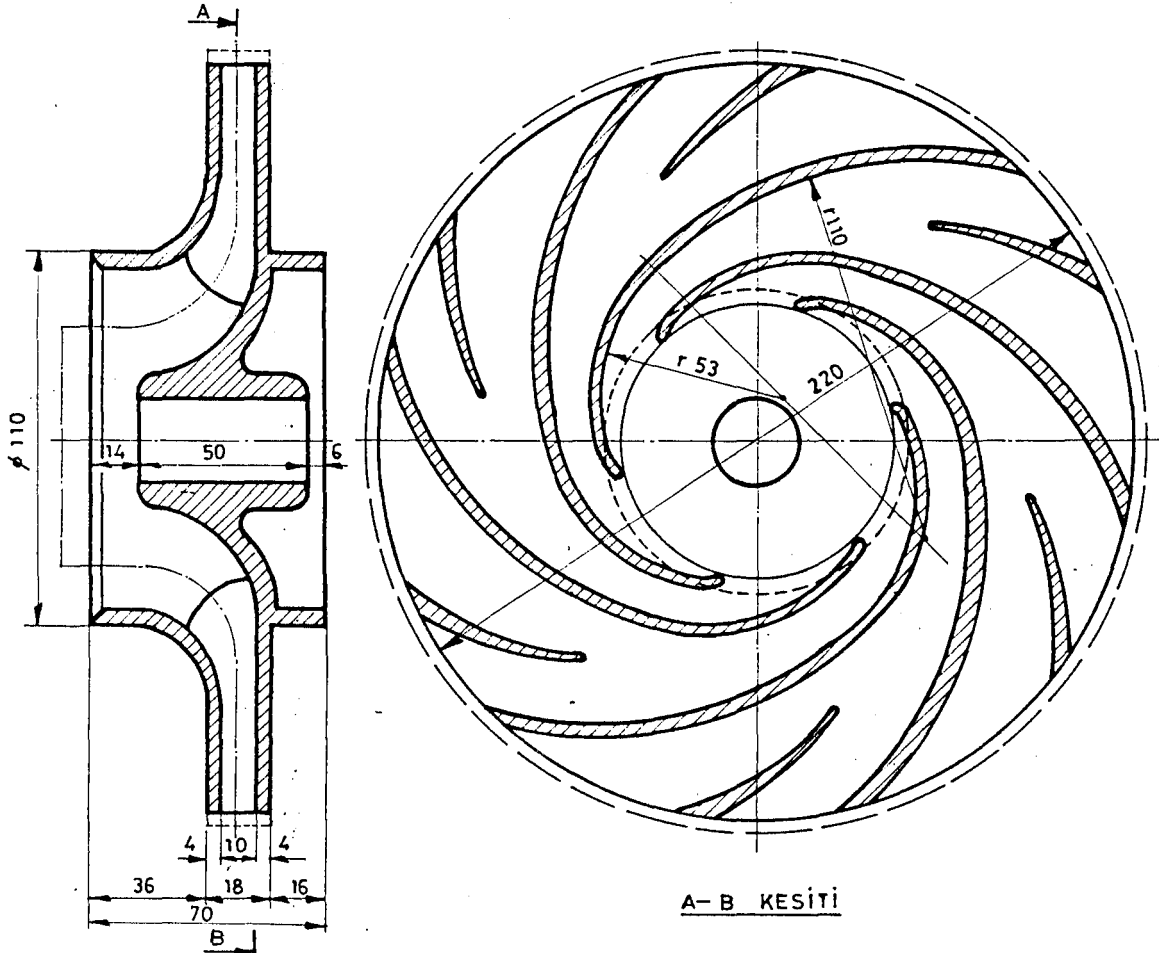
Yüzey basınç dağılımını değiştirerek ayrılmayı önlemek için yardımcı cisimlerin kullanımı yaygın bir usüldür. Fan kanalında (  $2\theta$  ) koniklik açısı çok büyükse, diğer çözüm yollarıyla küçültme olanağı da yoksa toplam kanat sayısı aynı kalmak üzere kanat aralarına yarım kanatlar (ara kanatçıklar) konularak özellikle fan çıkışındaki koniklik küçültülmekte ve kanatlar arasındaki akışta ayrılmalar önlenmektedir (Baysal, 1979). Ara kanatçıkların başlangıcı yüksek basınç gradyanı yüzünden fan çıkış çapına yakın çaplarda olmalıdır.

Bunun nedeni Bölüm 4.1.3.'de belirtildiği gibi türbülanslı akımın olduğu fan kanalında ayrılma noktasının fan çıkışına yakın olmasıdır. Ara kanatçıkların girişe kadar uzatılması sürtünme kayıplarını arttıracığı için gereksizdir. Şekil 4.10'da böyle bir uygulama gösterilmektedir.



Şekil 4.9. 180°'lik bir dirsekte yönlendirici kanatlarla ayrılmanın kontrol edilmesi (Streeter, 1961).

(a) Yönlendirici kanat yok. (b) Yönlendirici kanat var.



Şekil 4.10. Santrifüj pompa fanına ara kanatçık ilave edilmesi (Baysal, 1979).

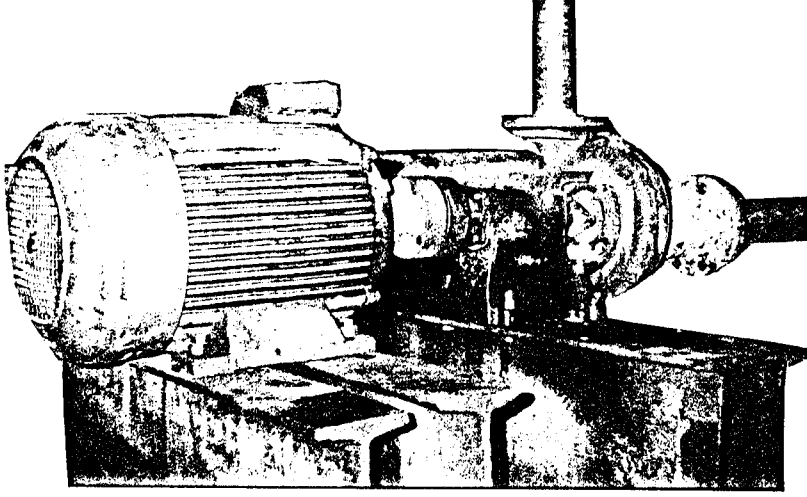


Akış ayrılmasından korunmak için fan kanallarında (  $2\theta$  ) koniklik açısı  $10^\circ$  den büyük olmamalıdır. Ayrıca toplam taşıyıcı kanat alanı belirli bir minimum değerinin altına düşmemelidir. Bu yüzden bu iki kontrolde dizayn aşamasında yapılmalıdır.

## 5. DENEYLER VE DENEY SONUÇLARININ İRDELENMESİ

### 5.1. Deneyler

Bu bölümde  $Q = 550$  lt/dak  $H = 50$  m. ve  $n = 3000$  d/d dizayn karakteristikleriyle düşük özgül hızlı bir santrifüj pompa dizayn edilip imalatı yapılmıştır (Şekil 5.1.).

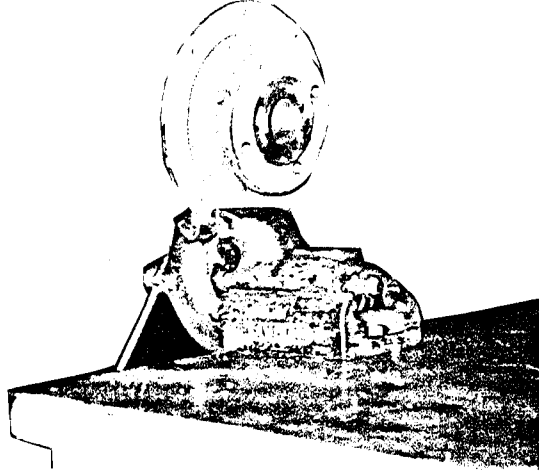


Şekil 5.1. Düşük Özgül Hızlı Santrifüj Pompa ( $n_s = 15$ )

Fan modeline ara kanatçıklar konularak ara kanatçıklı fan imalatı yapılmış, kapalı fanların yarı açık fanlara dönüştürülmesi ise üst yanak tornalanarak gerçekleştirilmiştir. Özetle 4 ayrı fan imal edilerek deneylerde kapalı ve yarı açık fanlarda ara kanatçık ilavesinin etkisi gözlenmiştir.

Üst yanağın tornalanmasıyla yarı açık fan ile fan ön karşılığı (Şekil 5.2) arasındaki aralık maksimumdur. Kapalı ve yarı açık fanların karşılaştırılması fanla fan ön karşılığının çalışırken birbirine sürtmeyecek şekilde mümkün olabilen en küçük aralığın baz alınmasıyla yapıldığı için yarı açık fanlarda minimum çalışma aralığı sağlanarak aralık akışlarının etkisi de gözlenmiştir. Tüm deneyler sadelik sağlamak amacıyla en iyi verim noktası ve civarında

değerlendirilmiştir.



Şekil 5.2. Fan ön karşılığı

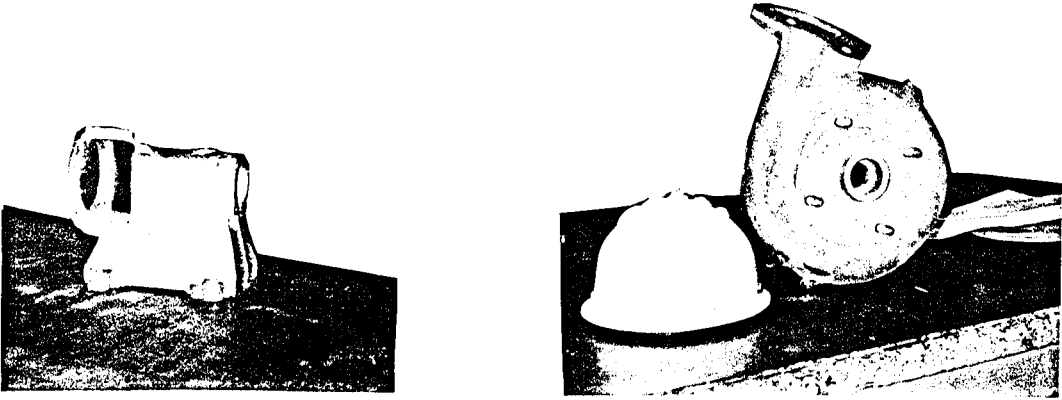
Bu santrifüj pompa üzerinde;

- Kapalı Fan
- Ara Kanatçıklı Kapalı Fan

Minimum çalışma aralığı sağlanarak

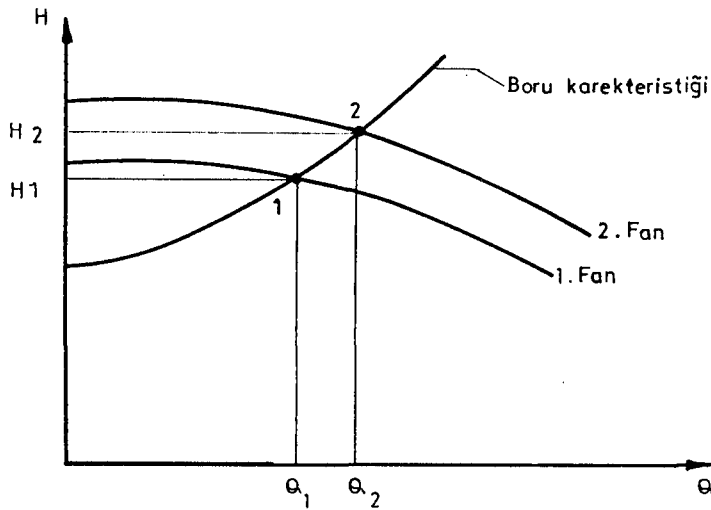
- Yarı Açık Fan
- Ara Kanatçıklı Yarı Açık Fan

olmak üzere toplam 4 adet deney yapılmıştır. Şekil 5.3.'de yatak gövdesi ve salyangoz gövdesi gösterilen bu pompada kanat sayısı  $z=6$  dir. Her fan kanalı arasına giriş çapı  $D_m = (D_1 + D_2)/2$  ve çıkış çapı  $(D_2)$  olacak şekilde ve bu çaplarda kanat kalınlığı, kanat eğrilik yarıçapı ve kanat açıları değiştirilmeden ara kanatçık ilavesi yapılmıştır. Eklenen 6 adet ara kanatçığın 3 tam kanat olduğu kabulüyle toplam kanat sayısı  $z=9$  olarak gözönüne alınabilir (Bölüm 4.3).



Şekil 5.3. Yatak gövdesi ve salyangoz gövde

Deneylede aynı boru tesisatı kullanılmış, dolayısıyla boru karakteristiği aynen korunmuştur. Bu yüzden pompa karakteristikleri kısma valfinin aynı pozisyonu için yer değiştirerek azalacak veya artacaktır (Şekil 5.4.). Yani 2 fanın veya 2 pompanın (salyangoz karakteristiği de değişmediği için) karşılaştırılması en iyi verim noktaları baz alınarak yapılacaktır.

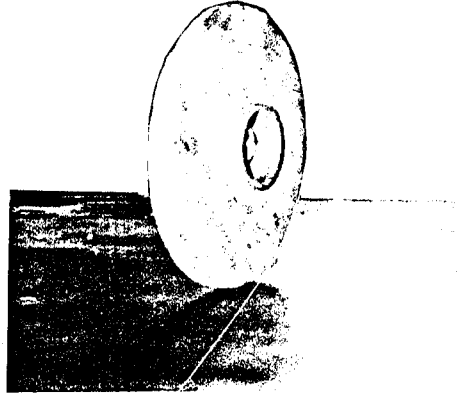


Şekil 5.4. İki farklı fanın (veya pompanın) aynı tesisattaki  $H = f(Q)$  Eğrileri.

## 5.2. Deney Sonuçlarının İrdelenmesi

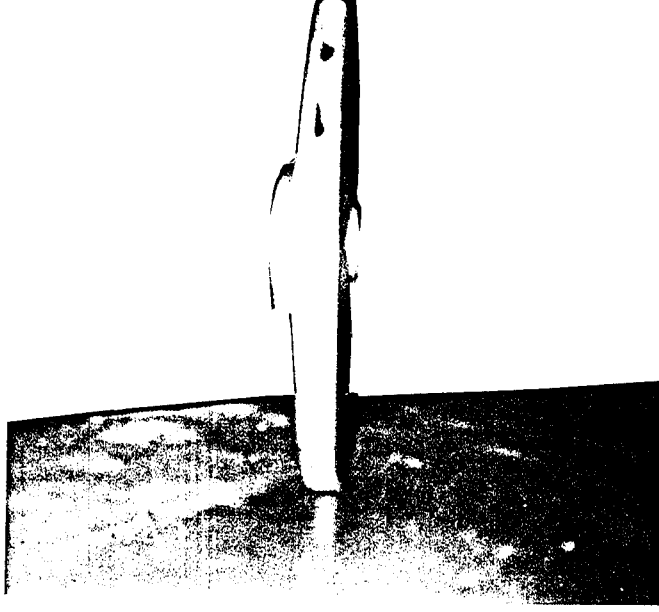
### 5.2.1. Kapalı fanlarda ara kanatçık ilavesinin etkisi

Bu etkiyi görmek için kapalı ve ara kanatçıklı kapalı fan (Şekil 5.5. ve 5.6.) ayrı ayrı denenererek deney föyleri 1 ve 2 ile deney grafiği I hızlandı. Grafik I'den görüleceği üzere  $H = f(Q)$  eğrisinde ara kanatçıklı fanın özgül enerjisinde ve debisinde en iyi verim noktasında net bir kazanç söz konusuysunken  $\eta = f(Q)$  eğrisinde bu kazanç karşılık bir verim düşmesi,  $N = f(Q)$  eğrisinde ise  $\eta = f(Q)$  eğrisi paralelinde mil gücünde bir artış vardır.



Şekil 5.5. Kapalı fan

Ara kanatçıklı fanda toplam kanat sayısının  $z=9$  olarak alınabileceği hususu gözönüne alınırsa, bu karşılaştırma kanat sayısının artmasıyla performansdaki değişme olarak ele alınabilir.



Şekil 5.6. Ara kanatçıklı kapalı fan

Tüm deneylerde mekanik, yöneltici ve geri dönüş kayıpları sabit alınabileceği için  $\eta = f(Q)$  eğrilerinin değerlendirilmesinde hidrolik, aralık ve fan sürtünme kayıpları ayrı ayrı ele alınacaktır.

#### -Hidrolik Kayıplar

Ara kanatçıklar ilave hidrolik kayıplar doğurmaktadır. Dolayısıyla hidrolik verimde bir azalma söz konusudur.

#### - Aralık Kayıpları

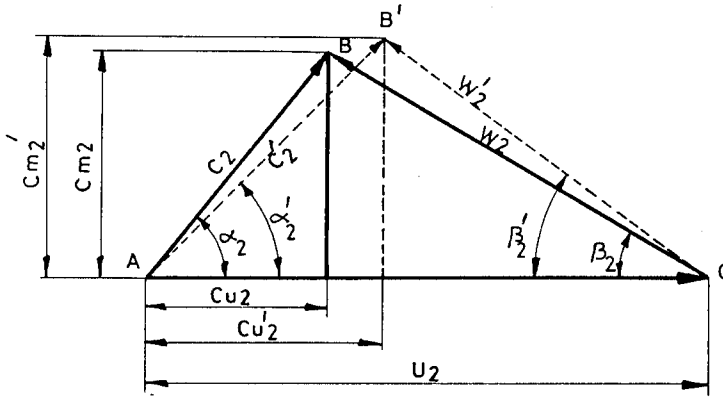
Ara kanatçıklı fanda aralık basıncı özgül enerjisi arttığı için (2,12) eşitliğindeki  $h_x$  basınç farkı artacak, aralık debisi yükselecek ve aralık kayıpları artacaktır.

#### - Fan Sürtünme Kayıpları

$R = U_2 D / 2v$  ilişkisinde tüm değerler aynı kaldığı için fan sürtünme kayıplarında bir değişim olmaz.

Sonuç olarak ara kanatçıklı fanda hidrolik ve aralık kayıplarının artması genel verimi düşürür.

Ara kanatçıklı fanda (Q), (H) ve dolayısıyla ( $\Psi$ ) ve ( $\phi$ ) artmıştır.  $\phi = C_{m2}/U_2$  uyarınca ( $U_2$ ) sabit olduğundan ( $C_{m2}$ ) hızı artacaktır ( $C'_{m2} > C_{m2}$ ).  $\Psi = 2gH/U_2^2$  uyarınca  $H' > H$  dolayısıyla  $\Psi' > \Psi$  olur.  $\Psi = 2(C_{u2}/U_2) \eta_h$  ilişkisinde ara kanatçık ilavesi hidrolik kayıpları artıracığından  $\eta_h > \eta'_h$  olur.  $\Psi' > \Psi$  olabilmesi için ( $C_{u2}$ ) hızındaki artışın hidrolik verim düşmesinden daha fazla olacağı açıktır ( $C'_{u2} > C_{u2}$ ). ( $C_{u2}$ ) hızındaki artış (2,6) eşitliğine benzer şekilde yazılan  $\frac{H}{\eta_h} = \frac{1}{g}(U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1})$  özgül enerji eşitliğinden de ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ,  $C_{u1} = 0$ ) alınarak görülebilir. Ara kanatçıklı durumda ABC çıkış hız üçgeni AB'C olacaktır (Şekil 5.7.).



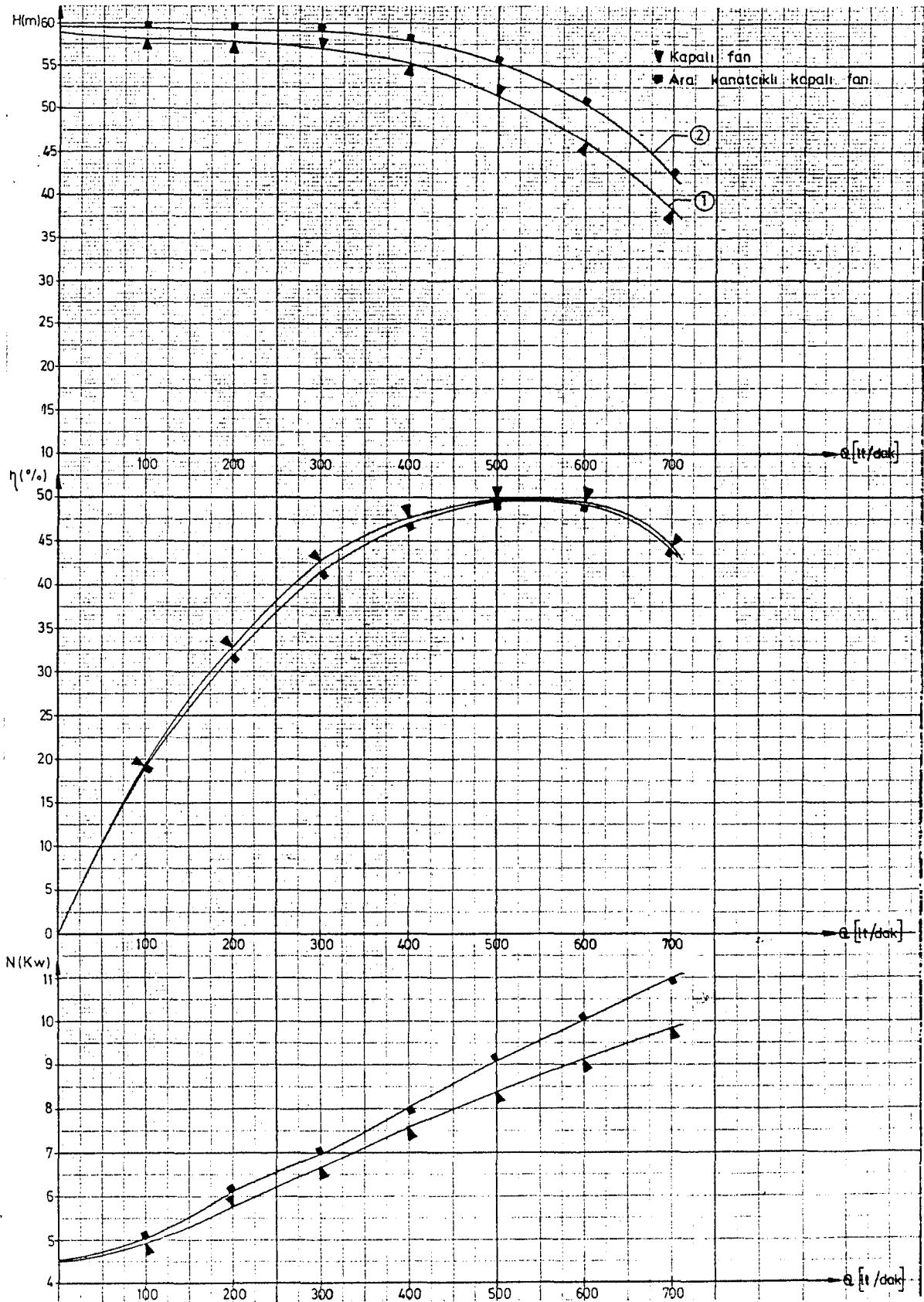
Şekil 5.7. Ara kanatçıklı durumda çıkış hız üçgenindeki değişim

Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü		<b>POMPA DENEYİ RAPORU</b> ( Deney Föyü 1 )					Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı				
Deney yeri : T.S.F.A.S.Esk.Mak.Fab.		Pompa tipi : Santrifüj pompa.....					Deney tarihi : 12.12.1991.....				
Deneyi yürüten : Kemal TOPRAK.....		İmalât yılı : 1991.....									
ÖLÇÜM METODU Diyafram : $\phi$ 108 / $\phi$ 39,78.....		Emme/ Basma Boru Çapı : 60 / 50..... mm Akışkan : Su..... Sıcaklığı (t) = 5..... °C Yoğunluk ( $\rho$ ) = 1000..... Kg / m <sup>3</sup>									
Deneyde Kullanılan Elektrik Motorunun Karakteristikleri											
Tip : GML60M2A		N = 11		kw = 2917		d/d = 380		Volt = 23		Amp = 0,85	
1	No :	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	Cos $\phi$	0,74	0,813	0,851	0,864	0,894	0,902	0,909	0,915		
3	n	d/d	2917	2917	2917	2917	2917	2917	2917		
4	I	A	10,4	10,65	12,16	13,8	15,03	16,45	17,75	19	
5	U	V	388	384	384	384	384	384	384		
6	$\eta$ Mot	%	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	
7	Nv	kw	4,508	4,932	5,78	6,66	7,585	8,387	9,121	9,827	
8	N	kw	5,367	5,872	6,882	7,930	9,030	9,860	10,731	11,552	
9	Q	lt/dak	0	100	200	300	400	500	600	700	
10	$\frac{c_0^2 - c_s^2}{2g}$	m	0	0,0190	0,0760	0,171	0,3042	0,4750	0,6840	0,931	
11	Ps	m	1,169	1,088	0,884	0,517	-0,054	-0,761	-1,495	-2,353	
12	P <sub>D</sub>	m	60	59,2	58,7	57,7	54,9	50	44	36	
13	H	m	58,83	58,13	57,89	57	55,25	51,23	46,18	38,28	
14	$\eta$	%	0	0,192	0,327	0,429	0,476	0,499	0,495	0,445	
15	Düşünceler	( Kapalı fan deney verileri )									



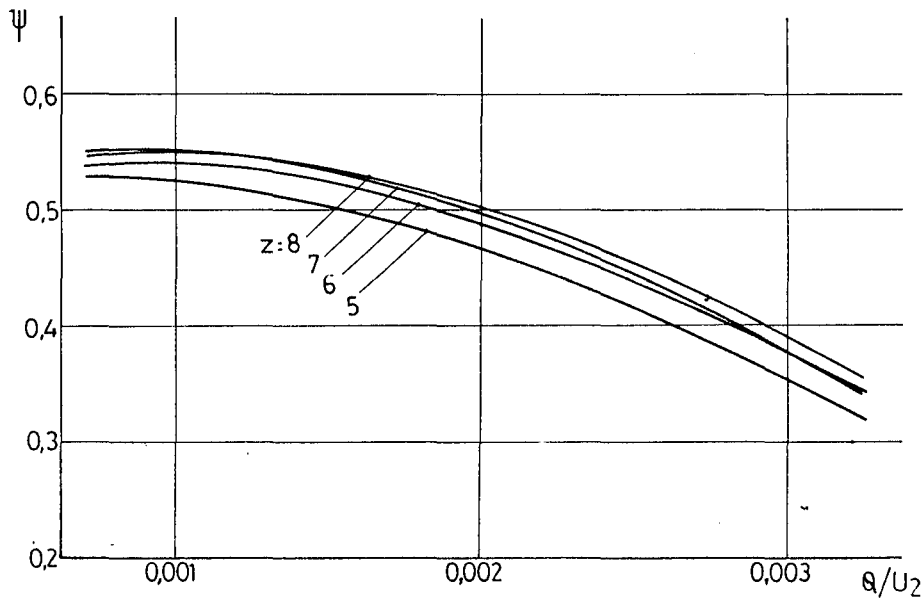
Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü		POMPA DENEYİ RAPORU ( Deney Föyü 2 )					Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı				
Deney yeri : T.Ş.F.A.Ş. Bsk. Mak. Fab. Deney tarihi : 17.12.1991 Deneyi yürüten : Kemal TOPRAK		Pompa tipi : Santrifüj pompa İmalât yılı : 1991									
ÖLÇÜM METODU Diyagram : $\phi 108 / \phi 39,78$		Emme/ Basma Boru Çapı : $60 / 50$ mm Akışkan : Su Sıcaklığı (t) = 5 °C Yoğunluk ( $\rho$ ) = 1000 Kg / m <sup>3</sup>									
Deneyde Kullanılan Elektrik Motorunun Karakteristikleri Tip : ..... GK160M2A N=11 kw n=2917 d/d U=380 Volt I=23 Amp $\eta = \% 0,85$											
1	No :	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	Cos $\phi$	0,784	0,82	0,868	0,883	0,903	0,913	0,921	0,922		
3	n	d/d	2917	2917	2917	2917	2917	2917	2917		
4	I	A	10,33	11,08	12,58	14,16	15,95	17,61	19,25	21,1	
5	U	V	384	384	384	384	384	384	384		
6	$\eta$ Mot	%	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85		
7	Nv	kw	4,524	5,075	6,1	6,985	8,046	9,089	10,23	10,998	
8	N	kw	5,386	6,042	7,262	8,316	9,579	10,693	11,792	12,939	
9	Q	lt/dak	0	100	200	300	400	500	600	700	
10	$\frac{c_D^2 - c_S^2}{2g}$	m	0	0,019	0,076	0,171	0,3042	0,475	0,684	0,931	
11	P <sub>s</sub>	m	1,4	1,088	0,829	0,476	-0,109	-0,748	-1,550	-2,189	
12	P <sub>D</sub>	m	61	60,5	60	59,5	57,5	54	48,1	39	
13	H	m	59,6	59,4	59,24	59,14	57,91	55,22	50,33	42,12	
14	$\eta$	%	0	0,191	0,317	0,415	0,470	0,496	0,492	0,438	
15	Düşünceler ( Ara kanatçıklı kapalı fan deney verileri )										

## DENEY GRAFIĞI I



$\eta = f(Q)$  eğrisindeki verim kaybı ara kanatçıkların ilave sürtünme yüzeyi yaratması sebebiyle hidrolik verimdeki azalmadan,  $N=f(Q)$  eğrisinde mil gücündeki artışta  $\Psi$  ve  $\phi$  nun artmasından kaynaklanmaktadır.

Kanat sayısının artırılmasıyla  $H=f(Q)$  eğrisindeki değişim (F.Schweiger) tarafından da verilmektedir (Şekil 5.8.). Bu eğriyle deney grafiği l'de  $H = f(Q)$  eğrisi karşılaştırıldığında bu eğrilerin yaklaşık olarak ayrı karakter içinde olduğu rahatlıkla görülebilir.



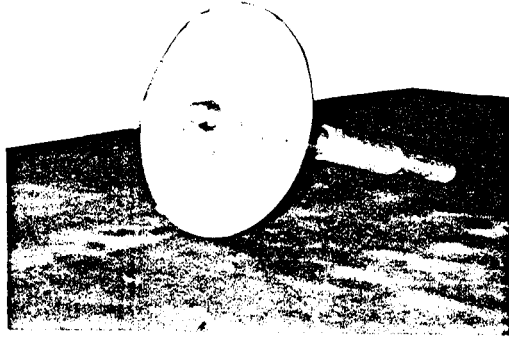
Şekil 5.8. Kanat sayısının değişimiyle en iyi verim noktasının değişimi (Schweiger, 1988).

Ara kanatçık ilavesiyle (H) ve (Q) daki artış ( $\beta_2$ ) açısının, fan çapının veya devir sayısının artışıyla da gerçekleştirilebilir. Yani ( $\beta_2$ ), ( $D_2$ ) veya (n) artışıyla elde edilen  $H = f(Q)$  eğrileri ara kanatçık ilavesiyle elde edilen  $H = f(Q)$  eğrisiyle benzer karakterdedir.

### 5.2.2. Yarı açık fanlarda ara kanatçık ilavesinin etkisi

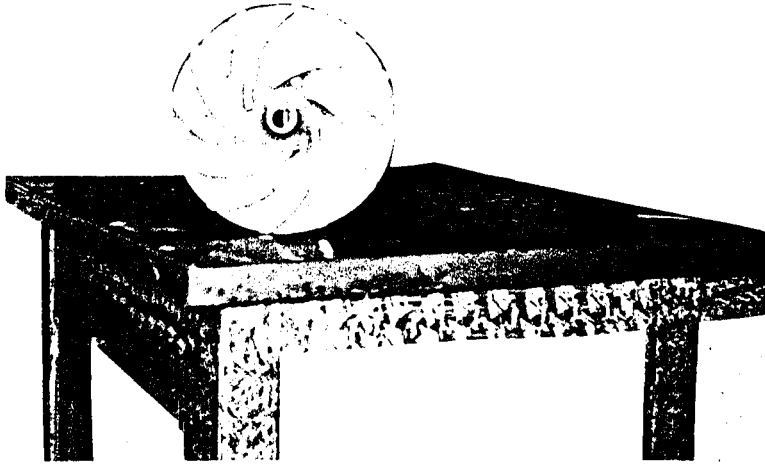
Bölüm 5.2.1'deki kapalı ve ara kanatçıklı kapalı fan üst yanağın

tornalanmasıyla yarı açık ve ara kanatçıklı yarı açık fanlara (Şekil 5.9 ve 5.10) dönüştürüldü. Fan ön karşılığı, minimum çalışma aralığı vermek amacıyla Şekil 3.1.(a)'daki gibi yeniden imal edildi. Başlangıçta çalışma aralığı  $S=0,5$  mm. olacak şekilde fan ön karşılığı tornalanarak pompaya monte edildi. Pompa mili motora yol vermeden önce elle rahatlıkla döndüğü halde motora yol verildiği zaman yarı açık fanın aksenal itme (Bölüm 3.5.) yüzünden fan ön karşılığına sürttüğü görülerek aralık miktarı kademeli şekilde arttırıldı. Nihai değer  $s= 1$  mm.de tatlı bir çalışma sağlanarak deneyler bu çalışma aralığı için yapıldı.



Şekil 5.9. Yarı Açık Fan

$s = 1$  mm. için yarı açık fan ve ara kanatçıklı yarı açık fan denenerak deney föyleri 3 ve 4 ile deney grafiği II hazırlandı. Grafik II'de ara kanatçıklı yarı açık fan için en iyi verim noktasında  $H = f(Q)$  eğrisinde özgül enerjide ve debide artış,  $\eta = f(Q)$  eğrisinde verimde bir azalma  $N = f(Q)$  eğrisinde mil gücünde artış vardır.



Şekil 5.10. Ara kanatçıklı yarı açık fan

Bu değişimlerin nedenleri Bölüm 5.2.1.'de verilen nedenlerle aynıdır. Fakat optimum debinin üzerindeki debilerde yarı açık ara kanatçıklı fanın verimi, yarı açık fanın veriminden yüksektir. Deneylerde değerlendirmelerin yalnız en iyi verim noktası ve cidarında yapılacağıının belirtilmesine rağmen bu olayı incelemek yararlı olacaktır.

#### - Hidrolik Kayıplar

Ara kanatçıklar ilave hidrolik kayıplar doğurduğu için hidrolik verim düşecektir. Hidrolik verimdeki düşme nominal debinin altında daha fazla üzerinde daha azdır (Grafik II'de 4 nolu eğri).

#### - Aralık Kayıpları

Yarı açık fanlarda aralık akışlarının nedeni arka yanak ile çalışma aralığı arasındaki basınç farkıdır. Ara kanatçıklı yarı açık fanda nominal debinin altında ve üstünde yarı açık fana göre aralık basıncı özgül enerjisinin daha fazla olması bu basınç farkını artırdığı için aralık akışları, dolayısıyla aralık

kayıpları daha fazla olacaktır. Aralık kayıpları da nominal debinin altında daha fazla, üzerinde daha azdır. Ancak ara kanatçık ilavesiyle yarı açık fanlarda Şekil 3.3.'de gösterilen aralık girdapları daha fazla olacaktır. Fan dönüş yönüne ters yöndeki aralık akışları ara kanatçıklı fanda daha zor ilerleyecek bu da aralık debisini dolayısıyla akış hızını düşürecek ve aralık kayıplarını azaltacaktır. Nominal debinin üzerinde aralık basıncı özgül enerjisi daha az olduğu için aralık kayıpları bu bölgede daha fazla düşecektir.

#### - Fan Sürtünme Kayıpları

Her iki fanda da üst yanak sürtünmesi yoktur. Arka yanak sürtünmelerinde ise bir değişim olmaz.

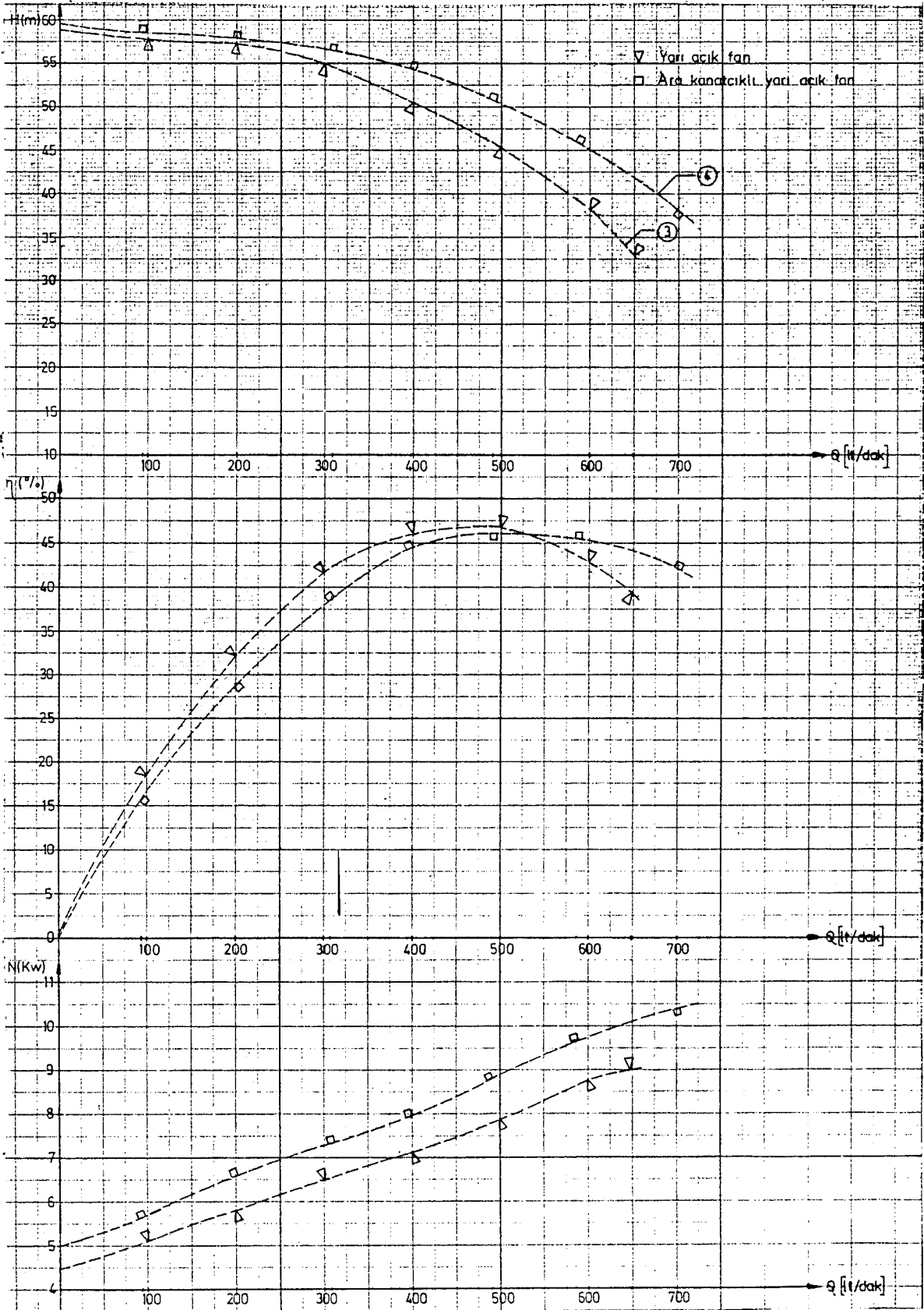
Sonuç olarak nominal debinin üzerinde ara kanatçıklı fanda aralık kayıpları, ara kanatçıkların oluşturduğu hidrolik kayıplardan daha az olduğu için genel verim yükselir.

Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü		<b>POMPA DENEYİ RAPORU</b> ( Deney föyü 3 )				Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı					
Deney yeri : T.Ş.F.A.Ş.Esk.Mak.Fab.		Pompa tipi : Santrifüj pompa									
Deney tarihi : 21.1.1992		İmalât yılı : 1991									
Deneyi yürüten : Kemal TOPRAK											
ÖLÇÜM METODU		Emme/ Basma Boru Çapı: ..60../...50... mm									
Diyafram : .. $\phi$ 108. / $\phi$ 39,78.....		Akışkan : ..Su..									
		Sıcaklığı (t) = ..7.....°C									
		Yoğunluk ( $\rho$ ) = ..1000.... Kg /m <sup>3</sup>									
Deneyde Kullanılan Elektrik Motorunun Karakteristikleri											
Tip : ..GML60M2A.. N=11... kw n=2917 d/d U=380 Volt I=23... Amp $\eta$ = % 0,85											
1	No :	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	cos $\phi$	0,760	0,820	0,854	0,870	0,889	0,894	0,906	0,913		
3	n d/d	2917	2917	2917	2917	2917	2917	2917	2917		
4	I A	10,15	11,08	12,2	13,2	14,28	15,41	16,95	17,3		
5	U V	388	388	388	388	388	388	388	388		
6	$\eta$ Mot %	0,840	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85		
7	Nv kw	4,468	5,282	5,806	6,482	7,166	7,869	8,772	9,022		
8	N kw	5,320	6,105	6,904	7,717	8,531	9,258	10,320	10,614		
9	Q l/dak	0	100	200	300	400	500	600	648		
10	$\frac{c_D^2 - c_S^2}{2g}$ m	0	0,0190	0,0760	0,1710	0,3042	0,4750	0,6840	0,798		
11	Ps m	1,129	1,061	0,816	0,490	-0,068	-0,775	-1,537	-1,972		
12	P <sub>D</sub> m	59,7	59	58	55,4	50	44	36	30,7		
13	H m	58,57	57,95	57,26	55,08	50,37	45,25	38,22	33,47		
14	$\eta$ %	0	0,184	0,322	0,416	0,459	0,469	0,427	0,393		
15	Düşünceler	v ( Yarı açık fan deney verileri )									

Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü		<b>POMPA DENEYİ RAPORU</b> ( Deney Föyü 4 )				Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı					
Deney yeri : T.S.F.A.S. Bsk. Mak. Fab.		Pompa tipi : Santrifüj pompa				Deney tarihi : 21.1.1992					
Deneyi yürüten : Kemal TOPRAK		İmalat yılı : 1991									
ÖLÇÜM METODU		Emme/ Basma Boru Çapı : 60 / 50 mm				Akışkan : Su					
Diyafram : 6108 / 639,78		Sıcaklığı (t) = 7 °C				Yoğunluk (ρ) = 1000 Kg / m <sup>3</sup>					
Deneyde Kullanılan Elektrik Motorunun Karakteristikleri											
Tip : GML60M2A N = 11 kw n = 2917 d/d U = 380 Volt I = 23 Amp η = % 0,85											
1	No :	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	Cos φ	0,837	0,842	0,870	0,894	0,890	0,906	0,916	0,917		
3	n	d/d	2917	2917	2917	2917	2917	2917	2917		
4	I	A	10,7	12	13,16	14,58	15,60	17,06	18,41	20,05	
5	U	V	384	384	384	388	388	388	388	384	
6	η Mot	%	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	
7	Nv	kw	5	5,64	6,60	7,357	7,938	8,829	9,63	10,39	
8	N	kw	5,956	6,72	7,869	8,759	9,45	10,38	11,33	12,23	
9	Q	lt/dak	0	94	200	308	397	490	586	700	
10	$\frac{c_D^2 - c_S^2}{2g}$	m	0	0,190	0,750	1,171	1,304	2,047	5,684	9,931	
11	Ps	m	1,36	1,36	1,088	0,680	0,23	0,435	1,197	2,203	
12	Pp	m	61	60	59	57	54	50	44	35	
13	H	m	59,54	58,65	57,988	56,49	54,53	50,91	45,88	38,16	
14	η	%	0	0,16	0,287	0,386	0,445	0,462	0,456	0,42	
15	Düşünceler	<input type="checkbox"/> ( Ara kanatçıklı yarı açık fan deney verileri)									



## DENEY GRAFİĞİ II



### 5.2.3. Kapalı ve yarı açık fanların karşılaştırılması

#### 5.2.3.1. Ara kanatçiksız hal

Deney föyleri 1 ve 3 ile hazırlanan Grafik III'de yarı açıkfanlı pompanın  $H = f(Q)$  eğrisinde özgül enerji ve debide azalma,  $\eta=f(Q)$  eğrisinde verimde düşme,  $N= f(Q)$  eğrisinde mil gücünde azalma görülmüştür.

- Hidrolik kayıplar

Her iki fanda da aynıdır.

- Aralık Kayıpları

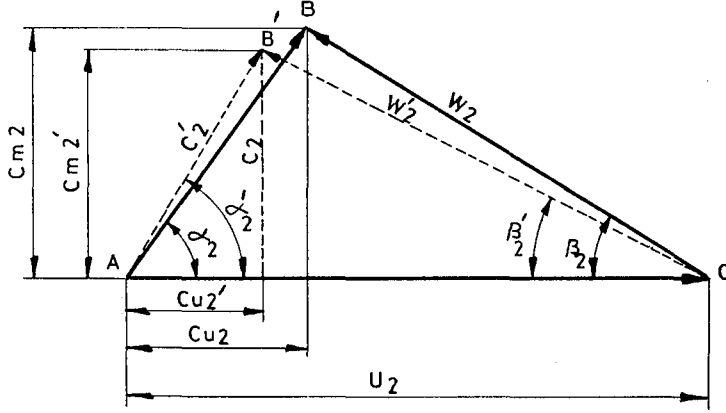
Yarı açık fanda kanatların tam yüklenmemesi nedeniyle aralık kayıpları daha fazladır.

- Fan Sürtünme Kayıpları

Kapalı fanda üst yanakta ( $W_2^2/2 g$ ) ile artan sürtünme kayıpları, yarı açık fanda bunun yerine gövdeyle fan arasındaki aralıkta gövde cidarında ( $C_2^2/2 g$ ) ile artan sürtünme kayıpları vardır (Bölüm 3.2.). Arka yanak sürtünmeleri ise her iki fanda aynı değerdedir.

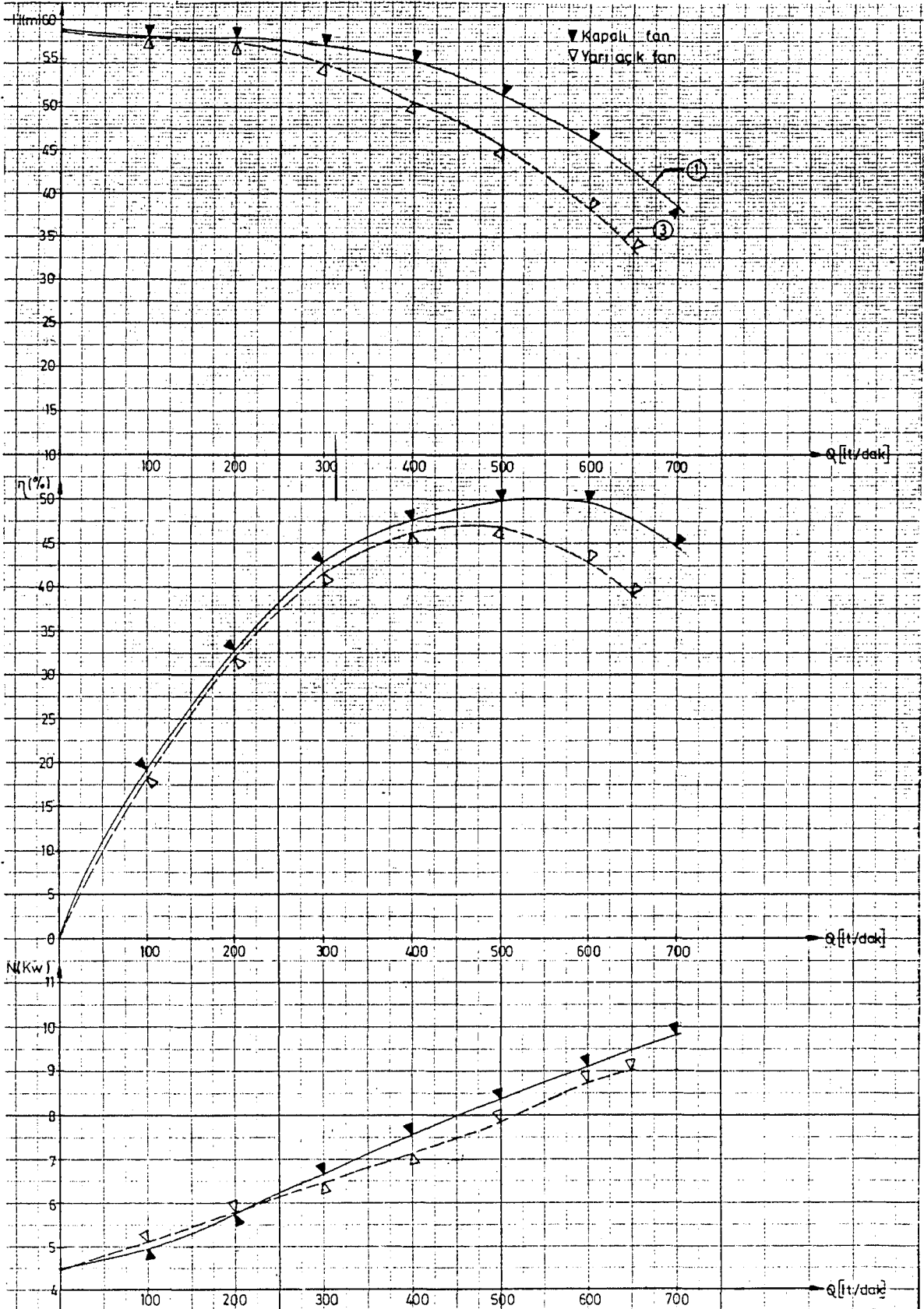
Sonuç olarak yarı açık fanda üst yanak sürtünmesinin olmaması bir kazançtır. Yarı açık fanda verim düşmesinin nedeni aralık kayıplarının fazla olması ve düşük tepki derecelerinde (yüksek özgül enerji veya düşük özgül hızlar) (C) mutlak hızı (W) bağıl hızından daha büyük olduğu için gövde cidarındaki sıvı sürtünmesinin üst yanak sürtünmesinden daha fazla olmasıdır.

Debi ve özgül enerjinin düşmesi ise yarı açık fanda kanat yüklenmesinin tam gerçekleşmemesindedir (Bölüm 3.5.). Mil gücündeki azalma ise özgül enerji ve debinin azalmasından kaynaklanmaktadır. Kapalı fanda ABC olan çıkış hız üçgeni yarı açık fanda AB' C halini alır (Şekil 5.11).



Şekil 5.11. Kapalı ve yarı açık fanda çıkış hız üçgenleri.

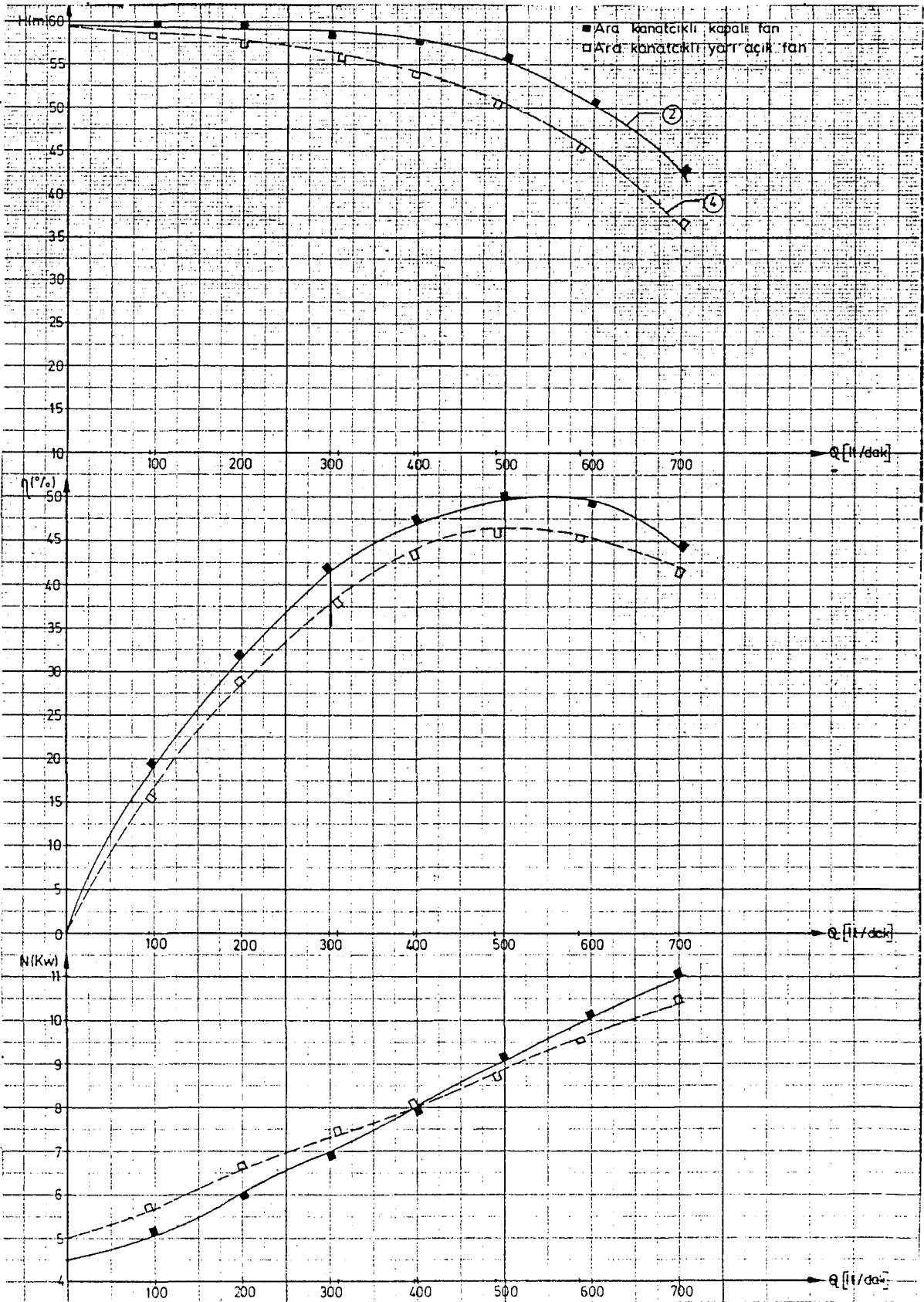
## DENEY GRAFİĞİ III



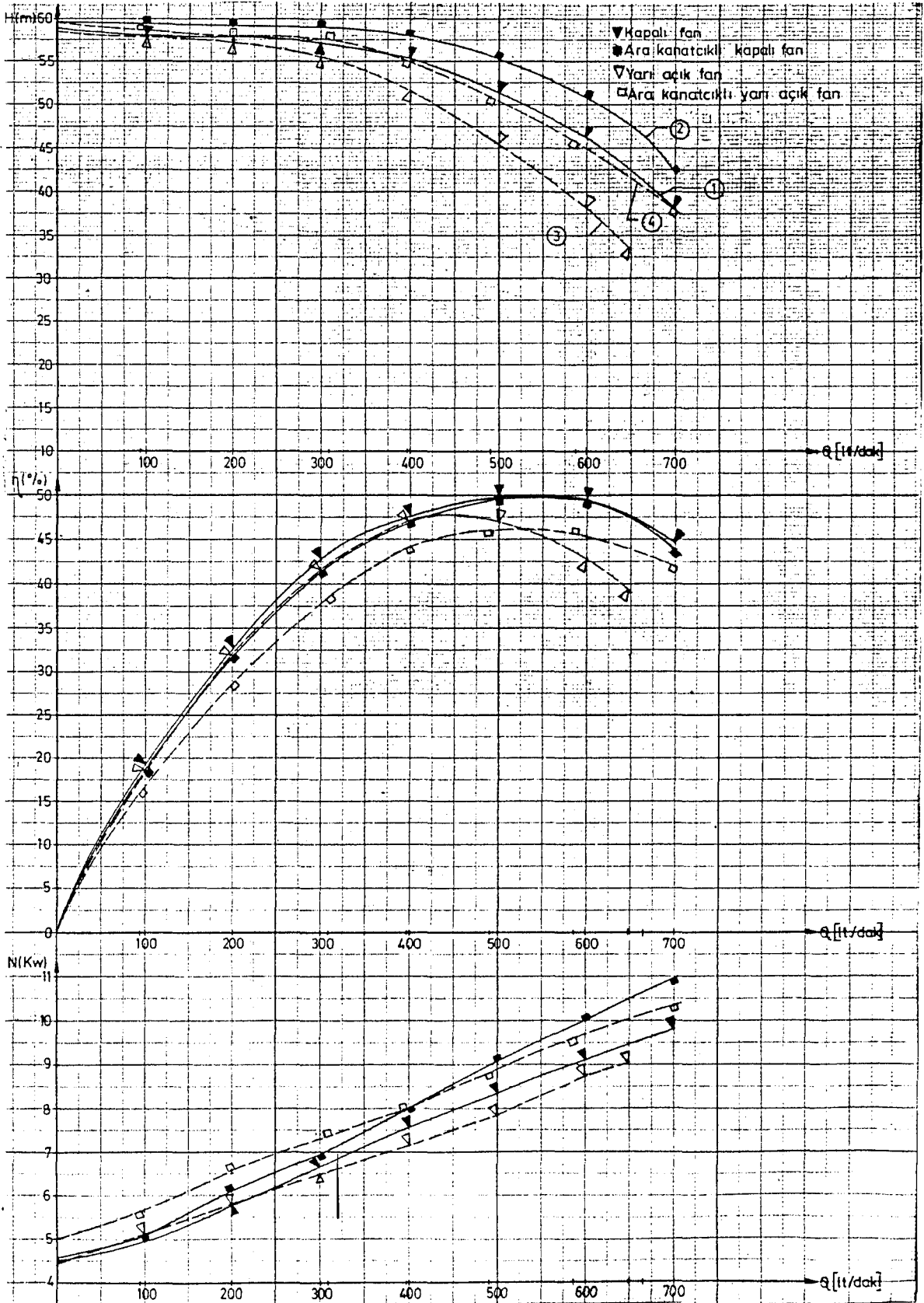
### 5.2.3.2. Ara kanatçıklı hal

Deney föyleri 2 ve 4 ile hazırlanan Grafik IV'de ara kanatçıklı yarı açık fanda  $H = f(Q)$  eğrisinde özgül enerji ve debide azalma  $\eta = f(Q)$  eğrisinde verimde düşme,  $N = f(Q)$  eğrisinde mil gücünde azalma vardır. Bunun nedenleri Bölüm 5.2.3.1'de söylenilen nedenlerle aynıdır. Ara kanatçık ilavesi nedeniyle özgül enerjideki artış ara kanatçıksız durumdan daha fazladır. Şekil 5.11'deki AB'C hız üçgeni benzer şekilde ara kanatçıklı hal için biraz büyüterek geçerlidir.

## DENEY GRAFİĞİ IV



## DENEY GRAFİĞİ V



## 6. SONUÇ

Kapalı ve yarı açık fanlarda ara kanatçık ilavesiyle özgül enerji ve debi artışı olmasına karşın, genel verimde azalma ve mil gücünde artış gözlenmiştir.

Ara kanatçık ilavesi tüm akım makinalarında akış ayrılmasından korunma metodlarından birisidir. Ara kanatçık ilavesi, kanat sayısı veya minimum taşıyıcı kanat yüzeyi, konstrüksiyon, dizayn, maliyet, imalat v.b. yüzünden gereğinden küçük olduğu durumlarda uygulamaya konulmaktadır. Dizayn ve imalatı yapılan pompada gerek fan kanalı koniklik açısı, gerekse minimum taşıyıcı kanat yüzeyi kontrolü yapıldığı için ara kanatçık ilavesi hidrolik verimi dolayısıyla genel verimi düşüren bir uygulama olmuştur. Düşük özgül hızlı pompalarda hidrolik kayıpların çok fazla olması ara kanatçıklardaki hidrolik kayıpları artıran bir unsur olarak gözönüne alınabilir. Bu cümleden olmak üzere orta ve yüksek özgül hızlı pompalarda ara kanatçıklardaki hidrolik kayıpların daha az olacağı söylenebilir. Bu pompa fanı 4 kanatlı olarak dizayn edilip akış ayrılmasına izin verilseydi, 4 ara kanatçık konularak toplam 6 kanat sayısı ile deneyler yapılsaydı, pompamız için geçerli olanın aksine genel verimde önemli mertebede artış olacağını söylemek yerinde olacaktır.

Yüksek ve orta özgül hızlı yarı açık fanlarda minimum çalışma aralığının sağlanmasıyla genel verimde % 2 mertebesinde bir artış olduğu belirtilmesine (Bölüm 3.2.) karşın düşük özgül hızlı pompamızda genel verimin kapalı fana göre % 3 civarında düştüğü görülmüştür. Bu değer Bölüm 3.2.'de verilen  $\pm$  %2 değerinden büyüktür. Belki, minimum çalışma aralığı tespit edilirken yarı açık fanlı pompaya yol verilip hemen kısma valfiyle en iyi verim noktasına gelinerek sürtme etkisi elimine edilebilir ve 1 mm.'den daha küçük çalışma aralığı sağlanabilir, dolayısıyla genel verimde daha az bir düşme kaydedilebilirdi.



## KAYNAKLAR DİZİNİ

Baysal, K., 1979, Tam Santrifüj Pompalar, Teknik Üniversite Matbaası,  
Gümüşsuyu, s.40,41.

Black, P.O., 1975, Pumps, Theodore Audel Co., Indiana, p, 139.

Buse, F., 1977, Chemical Engineering "The Effects of Dimensional Variations  
on Centrifugal Pumps", p, 93.

Edis, K. ve Tekin, Y., 1978, Akım makinaları, Matbaa Teknisyenleri Basımevi,  
İstanbul, s.30,31,44,45,46,102,103,315,349.

Engade, A. and Rautenberg, M., 1980, Investigation of Semi-Open Impellers,  
Hannover, Institute of Turbomachinery University of Hannover, p, 56,58.

Lazarkiewich, S. and Tronskolanski, A.T., 1965, Impeller Pumps, Pergamon  
Press, Varşova, p, 46,47,49,75,141.

Lexicon, 1975, Centrifugal Pumps, Klein, Schanzlin & Becker  
Aktiengesellschaft (KSB), Frankenthal, Federal Republic of Germany  
p,36,37

Örencik, K., 1980, Akışkanlar mekaniği ve Hidrolik, Güven Kitabevi Yayınları,  
Ankara, s,196,198.

Pancar, Y., Hidrolik Makinalar (Basılmamış Ders Notları).

**KAYNAKLAR DİZİNİ (Devam ediyor)**

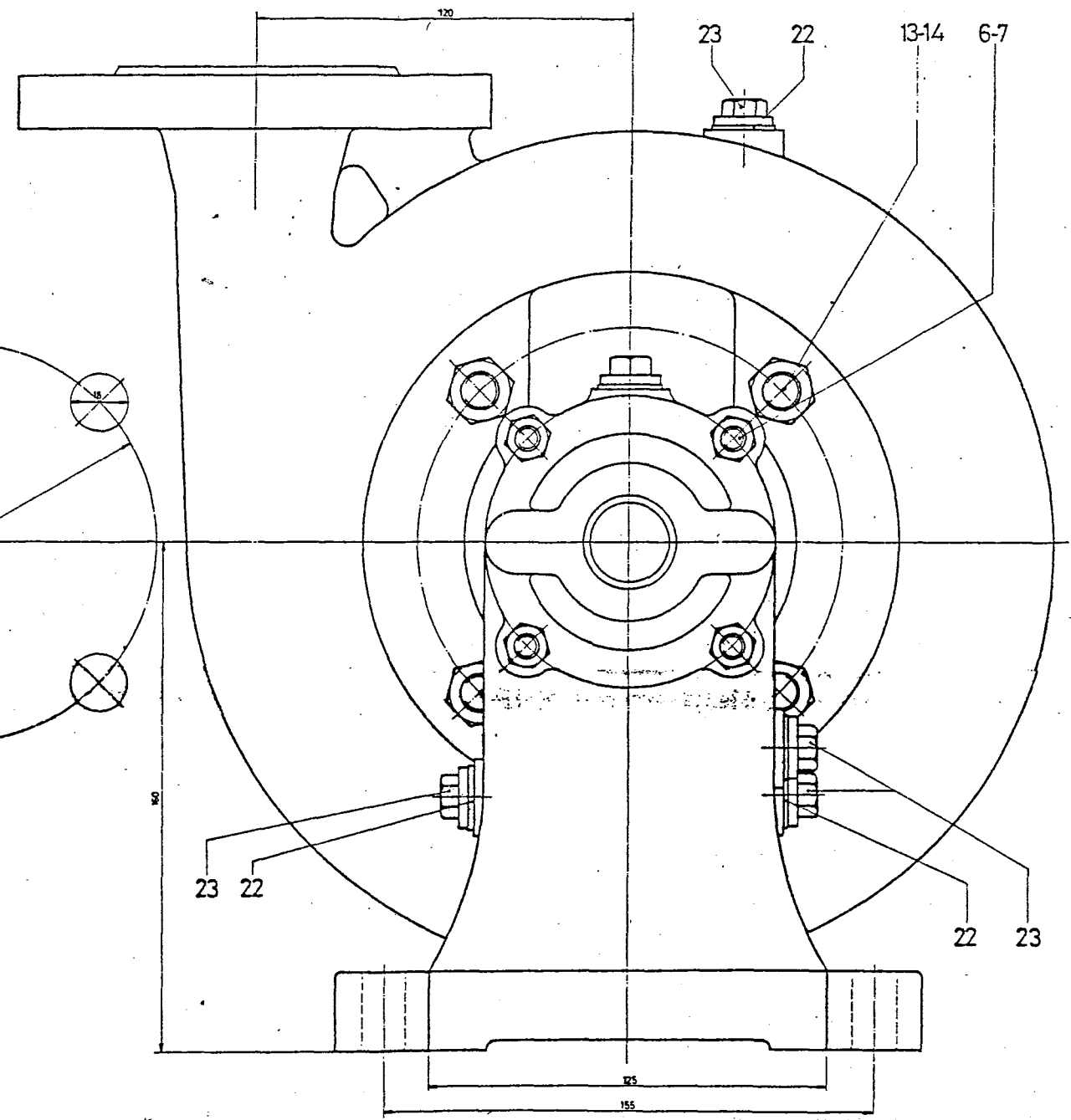
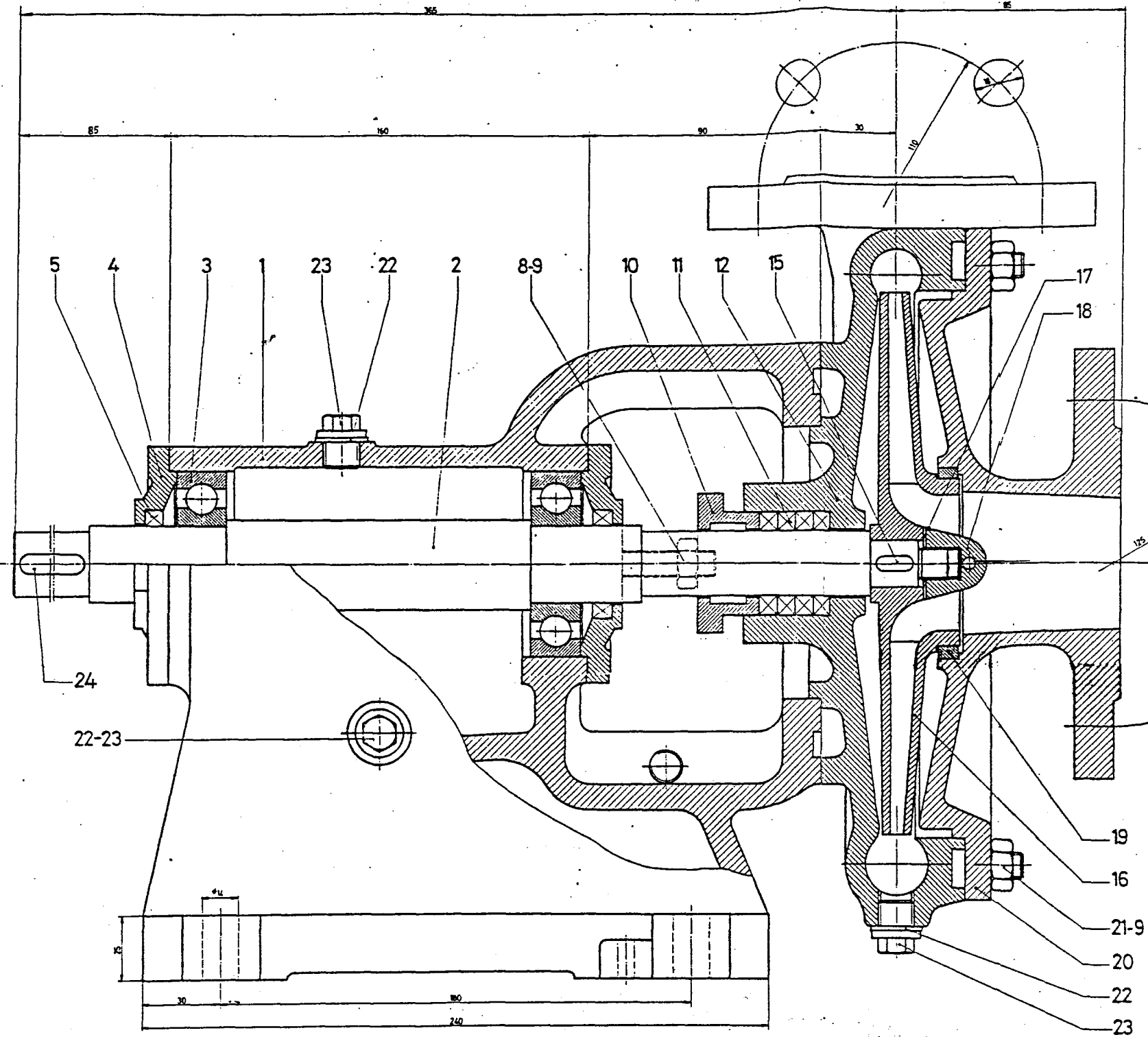
Pancar, Y., 1987 Hidrolik Makinalar Laboratuar Deneyleri A.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Yayınları, No:70, III. Baskı, Eskişehir.

Pfleiderer, C., 1961, Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer Verlag, Berlin, Seite 99-101.

Schweiger, F., 1988, The Shift In Best Efficiency Point of Changing The Geometry of The Pumps, Türboinstitut, Ljubljana, Yugoslavia, p, 533.

Stepanoff, A.J., 1967, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley Sons Inc., New York, p, 47,201,202,203.

Streeter, V.L., 1961, Handbook of Fluid Dynamics, Mc.Graw-Hill Book Company Inc., New York, Vol,9, p,3,11,13,15,16,44,45, Vol, 11, p,10,11,12,27,32.

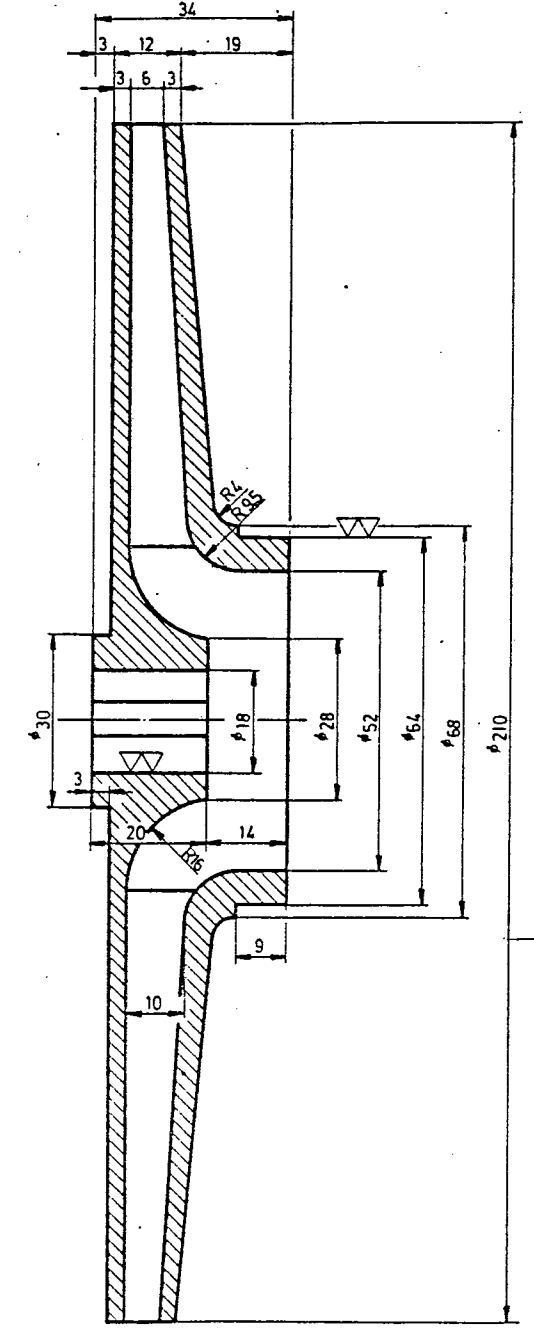
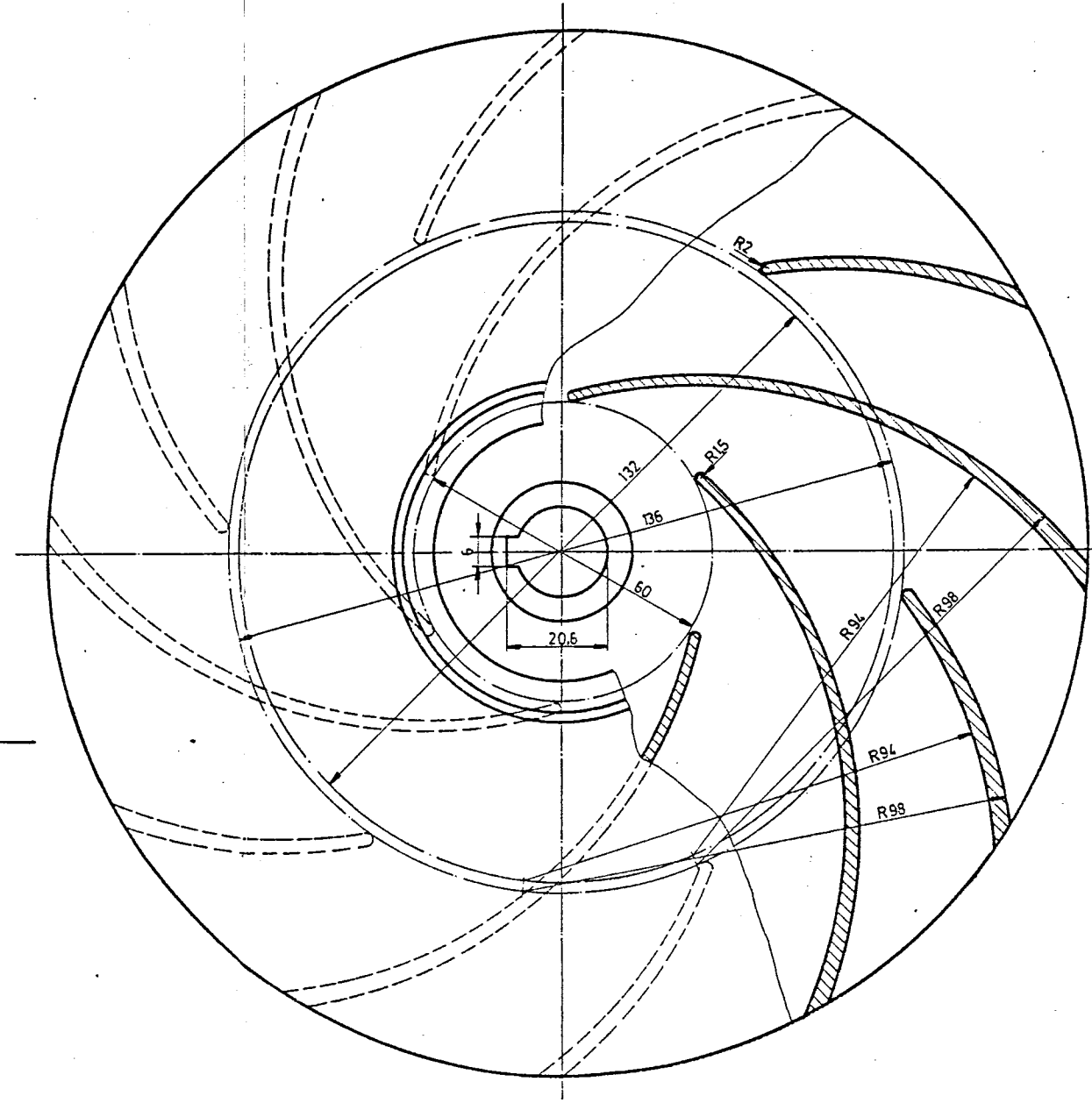


1	Kama A 8x7x40	24	SI 60	TS 147/2
6	Karasa R 1/4	23	GTW 35	DIN 910
6	Cama A 14x20	22	Cu	DIN 9603
8	Saplama M10x30	21	S.6	
1	Fan gowde kaapaf	20	GG-20	
1	Kapak asyina biyay	19	SI 42	
1	Mil asyina	18	C 1010	
1	Ertiyet ranonasi	17	SI 37	
1	Fan	16	GG-20	
1	Kama A 6x6x15	15	SI 60	TS 147/2
Adet	Isim	No	Matzeme	Aciklama

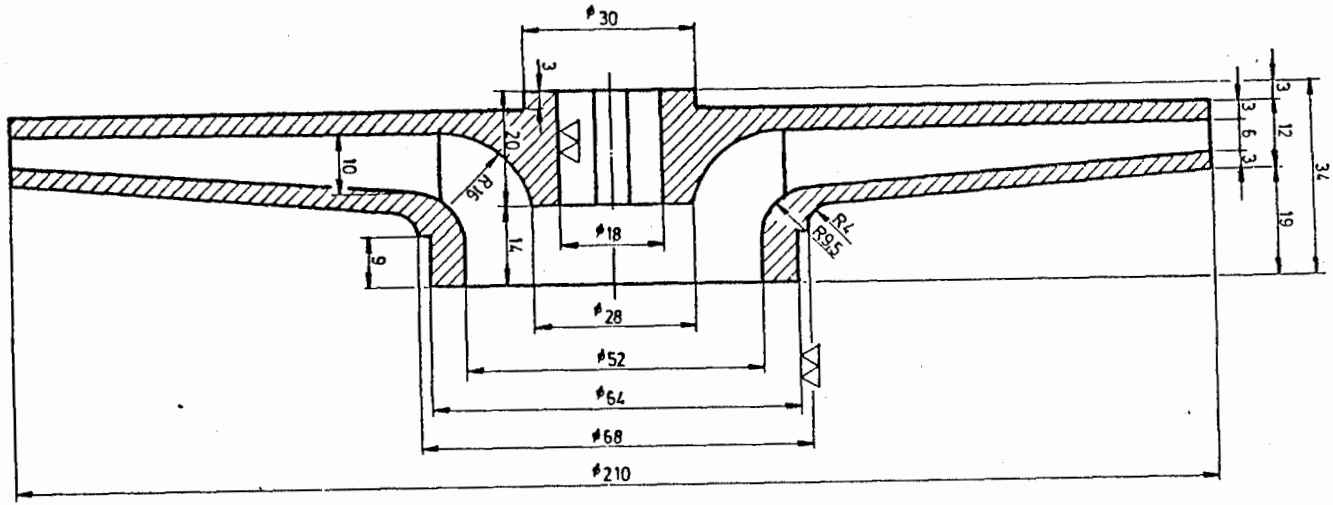
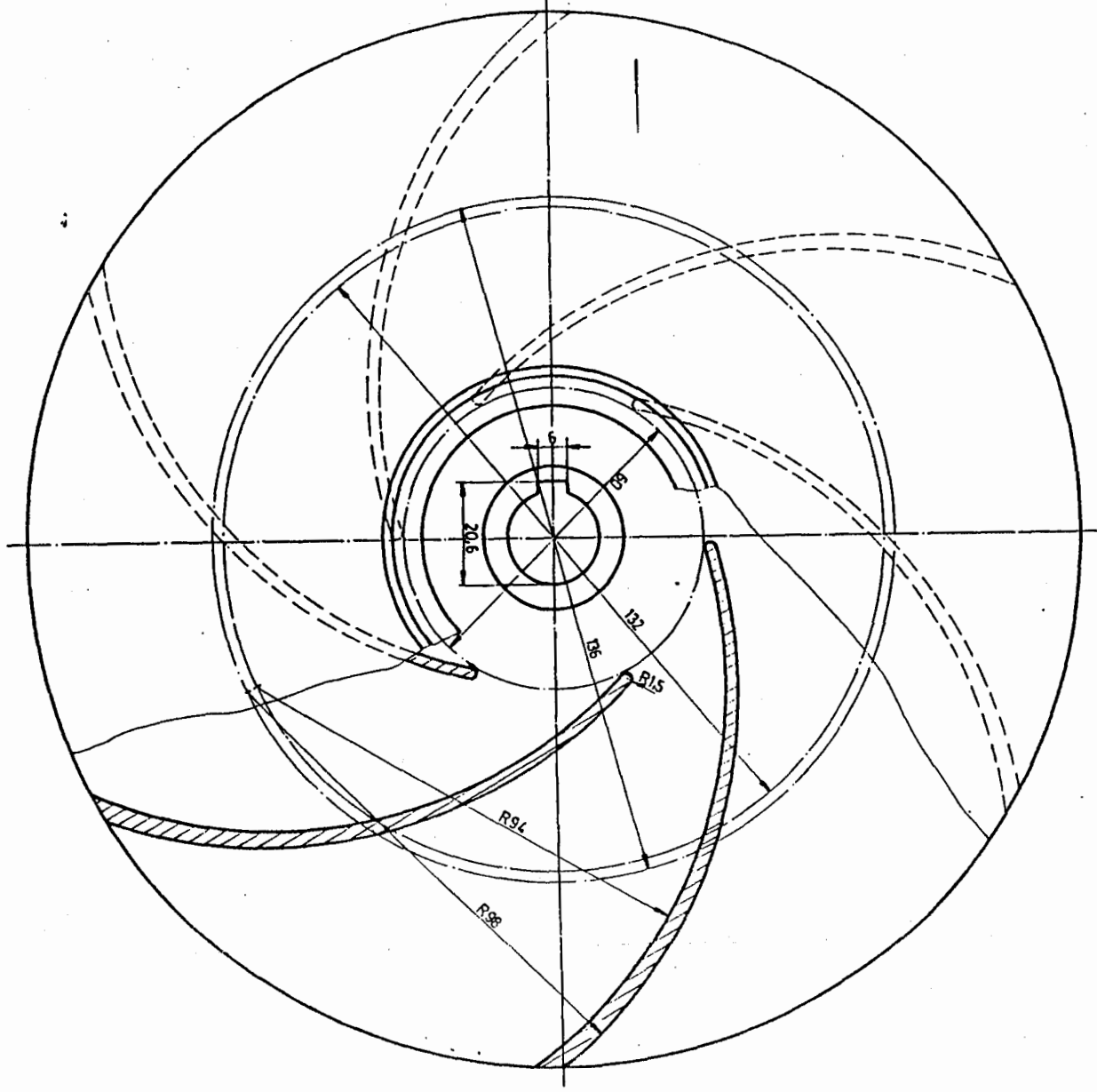
2	Altikase somun M12	14	4.8	TS 1026/1
4	Saplama M12x40	13	S.6	
1	Pompa fan gowde	12	GG-20	
	Salmastira	11		
1	Salmastira bakisi	10	GG-20	
10	Altikase somun M10	9	4.8	TS 1026/1
2	Saplama M10x50	8	S.6	
8	Altikase somun M8	7	4.8	TS 1026/1
8	Saplama M8x35	6	S.6	
2	Yag hecesu #30/#12x7	5		SKT 40/86
2	Yatak kaapaf	4	GG-20	
2	Sabit biyay yatak #30/#12x7	3		SKF 6306
1	Mil #35 x 385	2	C 1030	
1	Pompa yatak gowde	1	GG-20	
Adet	Isim	No	Matzeme	Aciklama

Proje	
Cizen	K.TOPRAK
DUCEK	SANTRIFÜJ
1/1	POMPA

Ek II



1	Fan		GG-20	
Adet	İsim	No	Malzeme	Açıklama
Resim: K.TOPRAK	ARA KANATCIKLI FAN			
Ölçek: 1/1				



1	Fan			GG-20	
Adet	Isim	No	Malzeme	Aciklama	
	Resim:K:TOPRAK				
	Öçek: 1/1				
<b>FAN</b>					