

**HİDROLİK MAKİNELERDE ARA KANATÇIK
DİZAYNI VE ARA KANATÇIKLI ÇARK
KULLANIMININ PERFORMANSA ETKİSİNİN ANALİZİ**

Burak ERKEN

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
2006**

**DESIGN OF SPLITTER BLADES IN HYDRAULIC
MACHINERY AND THE ANALYSIS OF
USAGE OF SPLITTER BLADES
ON PERFORMANCE EFFECTS**

Burak ERKEN

Master of Science

In The Department Of Mechanical Engineering

2006

**HİDROLİK MAKİNELERDE ARA KANATÇIK DİZAYNI VE ARA KANATÇIKLI ÇARK
KULLANIMININ PERFORMANSA ETKİSİNİN ANALİZİ**

Burak ERKEN

Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji-Termodinamik Bilim Dalında

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. Yaşar PANCAR

Eylül - 2006

Burak ERKEN' in YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak hazırladığı “HİDROLİK MAKİNELERDE ARA KANATÇIK DİZAYNI VE ARA KANATÇIKLI ÇARK KULLANIMININ PERFORMANSA ETKİSİNİN ANALİZİ” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisans üstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

.../.../....

Prof. Dr. Yaşar PANCAR (Danışman)

Prof. Dr. Kemal TANER

Yrd. Doç. Dr. İrfan ÜREYEN

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun gün
ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Abdurrahman KARAMANCIOĞLU

ÖZET

Dünyanın dört bir yanında çok çeşitli sanayi kollarında Türbinler, Santrifüj Pompalar bir çok mühendislik uygulaması ile insanlığa hizmet etmektedir. Teknolojinin sürekli gelişimi sonucunda, bu makinelerin performanslarını artırmak da mühendisler için birincil hedef olmuştur.

Bu amaçla bu makinelerde kullanılan ara kanatçıkların önemi büyüktür. Bu çalışmada bu makinelerdeki ara kanatçık uygulamaları ve bu uygulamalar sonucunda ne gibi durumların gözlemlendiği incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler : Ana kanat, ara kanatçık, türbin, çark, stator, kanat

Burak ERKEN

SUMMARY

Turbomachines and Centrifugal Impellers are helping humanity with a lot of engineering applications all over the world. Technology is growing and developing rapidly and continuously, so increasing the efficiency of these machines becomes the top aim for the engineers by far.

With this purpose, splitter blades are using often in these machines, and their usage is very important. In this study, we are going to observe the splitter blades applications and their effects on the performances of these machines.

Keywords : Main blades, splitter blades, turbomachines, impeller, stator, blade.

Burak ERKEN

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım sırasında beni yönlendiren ve büyük yardımlarını esirgemeyen tez yöneticim Prof. Dr. Yaşar PANCAR'a (Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dekanı),

Rahat bir çalışma ortamı ve imkanı sağlayan Makine Mühendisliği Bölüm Başkanımız Prof. Dr. Soner ALANYALI'ya (Makine Mühendisliği Bölüm Başkanı) ve hocam Yrd. Doç. Dr. İrfan ÜREYEN'e,

Yakın desteklerini her zaman hissettiğim aileme,

Teşekkür ederim.

Burak ERKEN

ŞEKİLLER DİZİNİ

| <u>Şekil</u> | | <u>Sayfa</u> |
|--------------|--|--------------|
| 2.1 | Çeşitli Yarı Açık Fan Konstrüksiyonları | 2 |
| 2.2 | Aşındırıcı sıvı basarken yarı açık ve kapalı fan performanslarının karşılaştırılması | 3 |
| 3.1. | Geçiş akışında cidar hız sınır şartları | 4 |
| 3.2. | Düz bir plaka boyunca sınır tabakası..... | 5 |
| 3.3. | Silindir etrafında sınır tabakası ayrılması ve vorteks oluşumu | 6 |
| 3.4. | Sınır tabakada ayrılma | 8 |
| 3.5. | Santrifüj fanının ayrılmış ve ayrılmamış akımlar için hız çıkış üçgenleri...10 | |
| 3.6. | Fan kanallarının şekli | 10 |
| 3.7. | Santrifüj pompa fanına ara kanatçık eklenmesi..... | 11 |
| 4.1. | Ara kanatçıklı aksenal akışlı çark kaskadı | 14 |
| 4.2. | Ara Kanatçık uzunluk değişimleri | 16 |
| 4.3. | Ara Kanatçık çevresel pozisyon değişimleri | 16 |
| 4.4. | Ara Kanatçık zikzak açısı değişimleri | 17 |
| 4.5. | Ara kanatçıklı Santrifüj Çark | 18 |
| 4.6. | 6 kanatlı, ara kanatçıklı bir çark | 23 |
| 5.1. | Kanadın her iki yüzeyi ve kavis çizgisindeki ilişkilendirilmiş elemanlar..... | 25 |
| 5.2. | Tipik yükleme fonksiyonu $f(x)$ | 27 |

ŞEKİLLER DİZİNİ

| <u>Sekil</u> | | <u>Sayfa</u> |
|--------------|--|--------------|
| 5.3. | Kanadın başlangıç ve son şekli..... | 27 |
| 5.4. | Gövdeye oturmuş koordinasyon sistemi $\xi^1, \xi^2 = \theta, \xi^3$ | 28 |
| 5.5. | Sınır vorteksleri tarafından meydana gelen sirkülasyonla $V_{\theta r}$ arasındaki ilişki..... | 30 |
| 5.6. | Ana kanat ve ara kanatçık üzerindeki vorteks dağılımlarının görüntüsü..... | 32 |
| 5.7. | Kanat etrafında yapılan net iş..... | 39 |
| 5.8. | S_1 ve S_2 yaklaşımlarından elde edilen akış çizgileri..... | 39 |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

| <u>Simgeler</u> | <u>Açıklama</u> |
|-----------------------|---|
| Γ | Sirkülasyon |
| V_0 | Yukarı akış Hızı |
| h | Kaskad hatvesi |
| α | Giriş Açısı |
| β | Çıkış açısı |
| ϕ | Potansiyel fonksiyon |
| φ | Akış fonksiyonu |
| $f(x), f(m, \varphi)$ | Yükleme fonksiyonu |
| dl | Tanjant yerdeğişimi |
| ϑ | Meridyenel düzleme göre kavis çizgisi açısı |
| $\delta \vartheta$ | Kavis çizgisi doğrulama açısı |
| x, y | Kartezyen koordinatları |
| z, θ, r | Silindirik koordinatlar |
| ξ^1, ξ^2, ξ^3 | Gövde üzerine oturtulmuş eğrisel çizgi koordinatları |
| g | Metrik tensör determinanı |
| g_{ij} | Metrik tensör elemanları |
| N_b | Çark veya statordaki kanat sayıları |
| $r\delta\theta_e$ | θ yönünde ölçülmüş kanat kalınlığı |
| \tilde{g}_{22} | Akış kanalı sürtünmesini ifade eden modifiye edilmiş g_{22} |
| \tilde{g} | Modifiye edilmiş metrik tensörün determinanı |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)

| <u>Simgeler</u> | <u>Açıklamalar</u> |
|-----------------|---|
| ρ | Yoğunluk |
| U^1, U^2, U^3 | Kesin veya relatif hızın karşıdeğişkin bileşenleri. |
| V | Hız |
| W | Mutlak hız |
| V_θ | Hızın θ bileşeni |
| m | Merdiyen akış eğrisel lineer apsisi |
| ω | Çarkın açısal hızı |
| p | Basınç |
| p_t | Toplam basınç |
| H | Toplam entalpi |
| I | Rotalpi |
| F_b | Kanat kuvveti |
| F_d | Dağıtıcı kuvvet |
| η | Verim |
| x^1, x^2 | S_1 yaklaşımındaki değişikliğe uğramış koordinatlar |
| le | Ön Kenar |
| te | Kuyruk uç kenarı |
| o | Referans |
| t | Tanjant bileşeni |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)

| <u>Simgeler</u> | <u>Açıklama</u> |
|------------------------|------------------------|
| n | Normal bileşen |
| i, k | Nodal nokta indisleri |
| + | Kanatın en üst yüzeyi |
| - | Kanadın en alt yüzeyi |
| β_{2k} | Kanat çıkış açısı |
| D_2 | Çark çıkış çapı |
| $\beta_1 - \beta_2$ | Dönüş açısı |
| C/s | Katılık |

İÇİNDEKİLER

| | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| ÖZET | iv |
| SUMMARY | v |
| TEŞEKKÜR | vi |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | vii |
| SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ | ix |
| | |
| 1. GİRİŞ VE AMAÇ | 1 |
| | |
| 2. YARI AÇIK FANLAR | 2 |
| 2.1. Yarı Açık Fanların Seçimi ve Verim | 2 |
| | |
| 3. ARA KANATÇIK İLAVESİNİN PERFORMANSA ETKİSİ..... | 4 |
| 3.1. Sınır Tabaka Teorisi | 4 |
| 3.1.1 Sınır Tabakası Kavramı..... | 4 |
| 3.1.2. Sınır Tabakasının Ayrılması..... | 5 |
| 3.1.2.1. Sınır Tabakasının Ayrılmanın Matematiksel Durumu..... | 7 |
| 3.2. Ayrılmanın Makine Performansına Etkisi..... | 9 |
| 3.3. Ayrılmanın Kontrol Edilmesi..... | 11 |
| | |
| 4. ARA KANATÇIKLAR..... | 12 |
| 4.1. Ara Kanatçık Prensibi..... | 12 |
| 4.2. Akış Ayrılmasının Kontrolü..... | 12 |
| 4.3. Ara Kanatçıkların Geçmişi..... | 13 |
| 4.4. Ara Kanatçıklı Çark Kullanımının Performansa Etkisi..... | 15 |
| 4.5. Santrifüj Çarklarda Ara kanatçıklar..... | 15 |

İÇİNDEKİLER

| | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| 4.6. Kompresör Çarklarında Ara Kanatçık Geçmişinin Özeti | 18 |
| 4.7. Ara Kanatçık Geometrisi | 19 |
| 4.8. Pompalarda Ara Kanatçık Uygulamaları..... | 20 |
| 5. TURBO MAKİNELERDE ARA KANATÇIK DİZAYNI..... | 23 |
| 5.1. 2-Boyutlu Kaskad İçin Tersinir Problem..... | 26 |
| 5.2. Meridyenel Akış S_2 Yaklaşımı..... | 28 |
| 5.3. Kanattan Kanada Akış, S_1 Yaklaşımı..... | 36 |
| 6. SONUÇ VE TARTIŞMA..... | 40 |
| 7. KAYNAKLAR DİZİNİ..... | 42 |

1. GİRİŞ VE AMAÇ

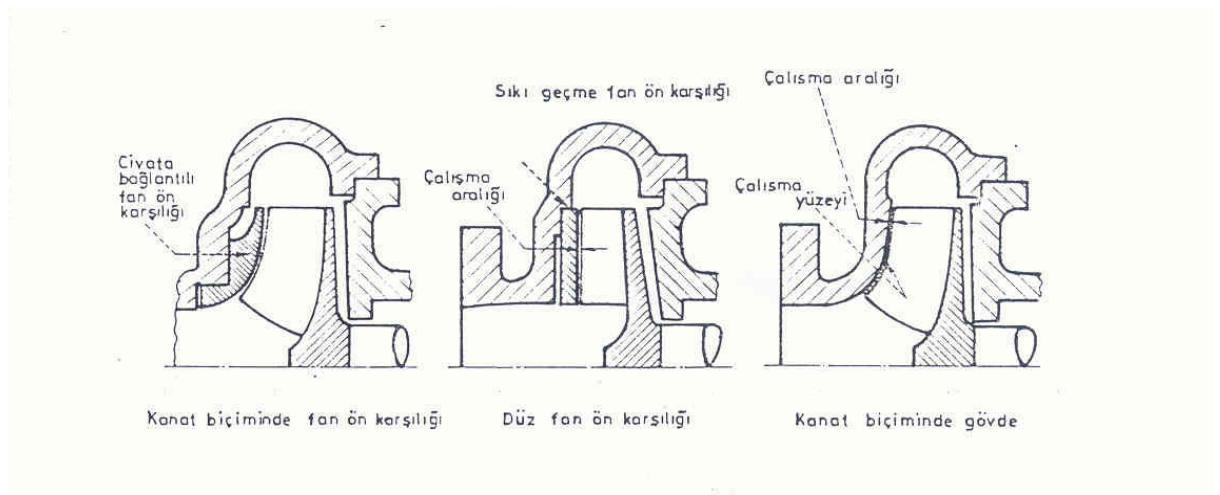
Günümüzde turbo makinelerden mühendisliğin birçok alanında kullanılmaktadır. Ancak, her alandaki hızlı gelişme süreçlerinin yaşanması ve teknolojinin gelişmesi ile bu alanda da mühendisler daha iyi performans alabilmenin yollarını araştırmaya başlamışlardır. Ara kanatçık prensibi de bu şekilde ortaya çıkmış ve az da olsa bazı uygulamalarla turbo makinelerde, çarklarda kullanılmaya başlanmıştır. Ara kanatçıkların en önemli özelliği olan akış ayrılmasının kontrolünün iyi sağlanmasıdır. Akış ayrılmasının iyi kontrol edilememesi çok büyük kayıplara sebebiyet verebilir. Ara kanatçıklar da burada devreye girerek daha az ayrılma kayıpları oluşmasına yardımcı olurlar ve akış kontrolünü mükemmel yakın bir biçimde sağlarlar.

Bu çalışmanın ana amacı, turbo makineler için tersinir model ele alınarak nasıl ara kanatçık dizayn edilmesi gerektiğini izah edebilmek ve pompalarda ara kanatçıklı çark kullanım prensiplerini incelemektir.

2.YARI AÇIK FANLAR

Endüstride kapalı ve yarı açık fanlar sıkça kullanılmaktadır. Ancak pratikte bilinen imalat verileri genellikle kapalı fanlar içindir. Yarı açık fanlar, kapalı fanlardan üst yanağın çıkartılması ile elde edilirler. Yarı açık fanların en iyi özelliklerinden biri, lifli maddeleri en az tıkanmayla basma kabiliyetine sahip olmalarıdır. Bunun yanı sıra fan kanalları kolayca temizlenilmektedir (Black, 1975).

Ayrıca yarı açık fanların, yüksek özgül hızlı pompalarda performansı iyileştirdiği tespit edilmiştir (Stepanoff, 1967).

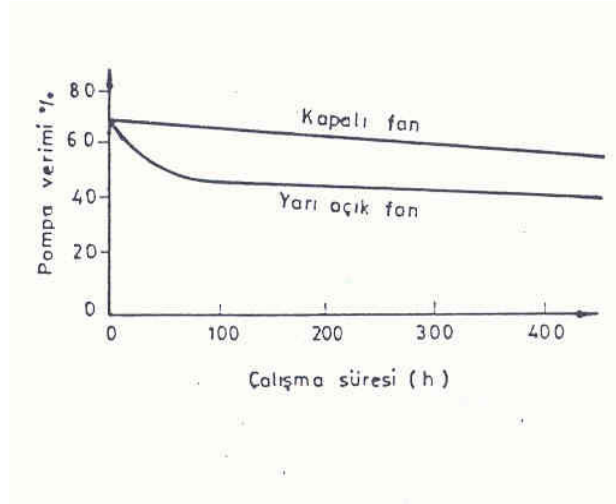


Şekil.2.1. Çeşitli Yarı Açık Fan Konstrüksiyonları (Buse,1977).

2.1. Yarı Açık Fanların Seçimi ve Verim

Yarı açık fanları seçerken bazı kritik durumlar göz önüne alınmalıdır. Pompalarda kompresörlere göre imalat kolaylıkları yüzünden tercihler yapılmaktadır. Ancak pompalardaki aşınma sebebiyle verimin düşmesi ve kullanılan akışkanın cinsi gibi sebepler dolayısıyla yarı açık fanları seçmek önemlidir. Eğer aşınmayı yükselten

akışkanların pompalanacak olması durumunda kapalı fanların kullanılması, verim itibariyle daha akılcı olacaktır (Engade ve Rautenberg, 1980).



Şekil.2.2. Aşındırıcı sıvı basarken yarı açık ve kapalı fan performanslarının karşılaştırılması (Engade ve Rautenberg, 1980).

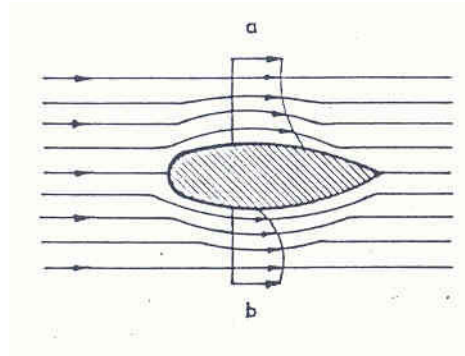
Kapalı fanlardaki üst yanağın kaldırılmasıyla elde edilen yarı açık fanlarda, bu sebepten dolayı hidrolik sürtünme kayıpları azalır. Bunun sonucunda da verimde artış gözlenir. Çünkü kapalı bir fanda, üst yanaktaki akış sebebiyle sürtünme kayıpları meydana gelir. Wood et al., $n_s = 69,5$ özgül hıza sahip yarı açık fanın performansının kapalıya göre iyi olduğunu, Engade et al. İse $n_s = 68,5$ özgül hızın üzerinde yarı açık fanların, kapalı fanlara göre her zaman daha verimli olduğunu belirtmişlerdir (Engade ve Rautenberg, 1980).

3. ARA KANATÇIK İLAVESİNİN PERFORMANSA ETKİSİ

3.1. Sınır Tabaka Teorisi

3.1.1. Sınır Tabakası Kavramı

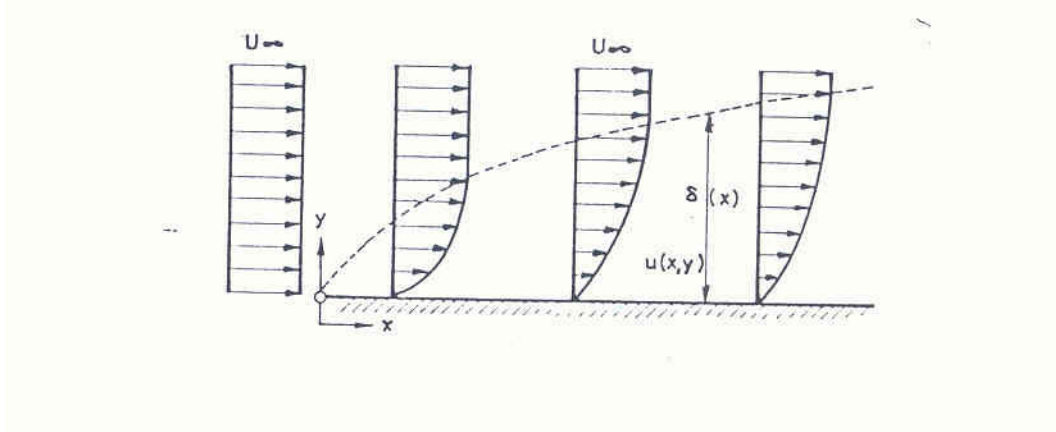
Sürtünmesiz bir akışkan sınırda kayarken normal pozisyonunu alırken, gerçek bir sıvıda akımın ince bir tabakası, cidara olan adhezyon yüzünden gecikir. İşte bu tabakaya sınır tabakası adı verilmektedir (Streeter,1961).



Şekil.3.1. Geçiş akışında cidar hız sınır şartları (Toprak, 1992).

- a) Sürtünmesiz akış, kayma var.
- b) Viskoz sıvı, kayma yok.

Düz bir plaka boyunca varolan akımda is akım yönünde sınır tabakası kalınlığı artar (Şekil.3.2). Sınır tabakası düşük vizkoziteler için daha ince, sınır tabakada belirli bir değere sahiptir. Düşük vizkoziteli akımlara bakarsak; sürtünme kuvvetlerinin yoğun olduğu cidar yanı sürtünme bölgesi yani sınır tabaka ve sürtünmenin düşük olduğu sınır tabaka bölgesi dışındaki alan olarak ikiye ayırabiliriz.

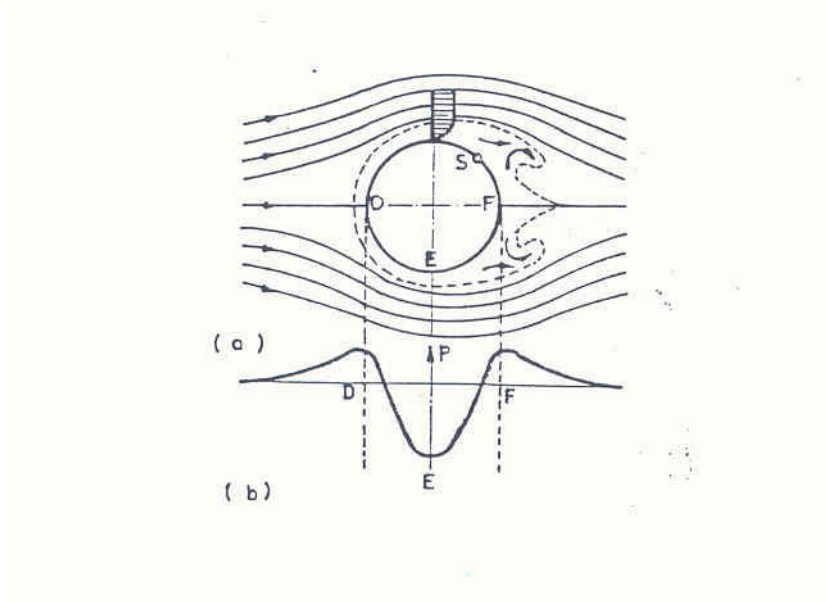


Şekil.3.2. Düz bir plaka boyunca sınır tabakası (Toprak, 1992).

3.1.2. Sınır Tabakasının Ayrılması

Sınır tabaka ayrılması, akım yönünde kalınlığı artan tabakanın, dış akım nedeniyle statik basınç yüklemesi yaptığı akım bölgesinde meydana gelir. Dış akım sınır tabakası ayrılır ve cidarın uzağına doğru yönelir. Durgun akışkan bölgesindeki basınç direnç artışı, sürtünme direncinden daha fazla olduğundan, sınır tabakada ayrılma olduğu zaman cismin toplam akım direnci artar (Lexicon, 1975).

Sınır tabakası ayrılması yüksek enerji kaybına neden olur ve vorteks oluşumuna götürür. Vorteks oluşumunu incelemek için Şekil.3.3'e bakalım.



Şekil.3.3. Silindir etrafında sınır tabakası ayrılması ve vorteks oluşumu (Streeter,1961).

S=Ayrılma noktası, a)Akım Modeli, b) Basınç Dağılımı.

Burada negatif basınç gradyenine sahip akım D noktasından E noktasına hareket ederken, pozitif basınç gradyenli akım da E'den F'ye doğru gitmektedir ki buna akım gecikmesi sebep olmaktadır. Dış akımda D'den E'ye giden parçacığın enerjisi kinetik hale gelir ve sınır tabakadaki gecikme sebebiyle kinetik enerjisini kaybeder. Sonuçta da E'den F'ye gidecek güce sahip olamaz ve hareketsiz hale gelir. Dış akımın hız dağılımı sebebiyle de geriye doğru yönelir. Bu durum ters akım ayrılmasının başlangıç safhasıdır.

Ayrılma sadece pozitif basınç gradyenli bölgede gözükür. Ayrılma oluşumu için pozitif basınç gradyen değeri ve akımın Laminer veya Türbülanslı olup olmadığı önem kazanır. Eğer silindirin sürüklenme yüzeyine dik bir basınç gradyeni olursa, ayrılma oluşur.

3.1.2.1. Sınır Tabakasında Ayrılmanın Matematiksel Durumu

Sınır tabakasında esasen 3 boyutlu akım durumu vardır. Ancak 2-boyutlu akımlarda ayrılma nedenleri daha kolay irdelenebilir. Sıkıştırılmayan,viskoz sıvıların 2-boyutlu hareketlerinde Navier-Stokes denklemleri kullanılırsa;

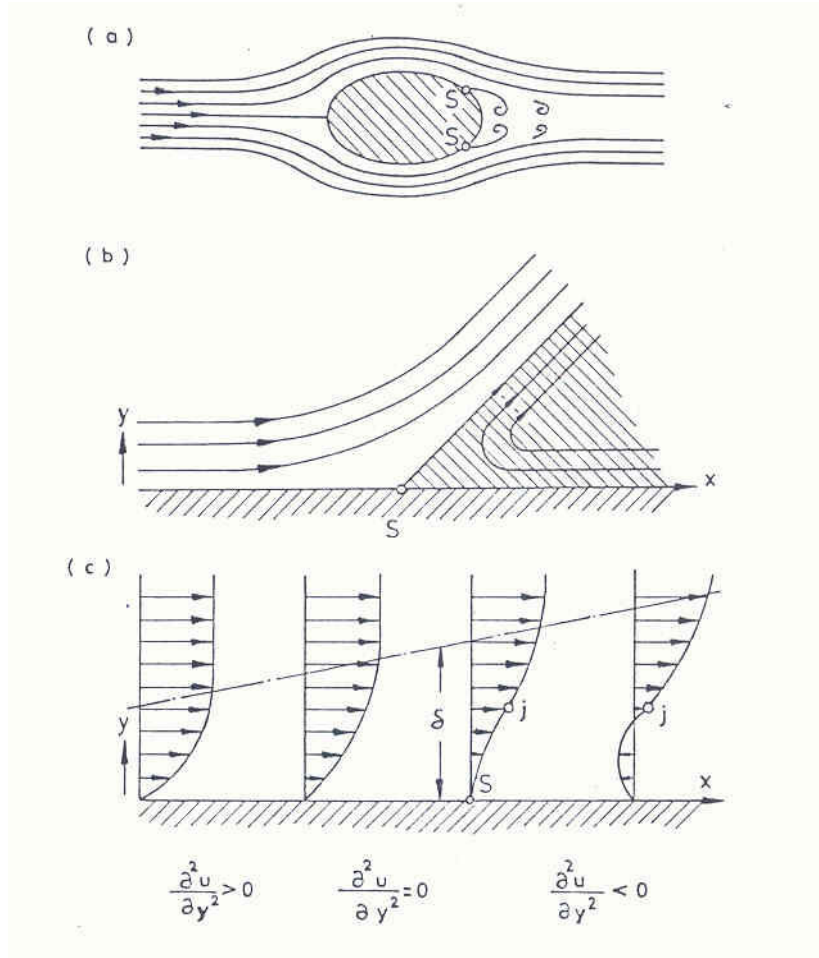
$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -g \left(\frac{dp}{dx} \right) + \nu \rho \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.2)$$

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

$$y = 0, u = 0, v = 0, y = \infty, u = U(x) \quad (3.3)$$

Burada y yönündeki hareket eşitlikleri ihmal edilebilir. Böylece cidar boyunca sınır tabakadaki basınç düşümü sürtünmesiz dış akımdan bulunabilir. Aşağıda akımın ayrılmadan önce ve sonra izlediği yol gösterilmektedir.



Şekil.3.4. Sınır tabakada ayrılma(Streeter,1961).

S = Ayrılma noktası, a) Ayrılma oluşumu, b) Ayrılma noktasının yanında akış ipçikleri, c) Ayrılma noktası etrafında hız dağılımı (J: Dönüm noktası).

Ayrılma noktası cidara en yakın tabakanın ters ve ileri akımları arasındaki sınırdır. Böylece;

Ayrılma noktası;

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{\text{cidar}} = 0 \quad (3.4)$$

dır. U(y) hız profilinin ayrılma noktasında bir dönüm noktası olması gerekir. (3.3)'ün (3.1) denkleminde yerine konulmasıyla cidardaki hız profili;

$$v \cdot \rho \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) = g \cdot \frac{dp}{dx} \quad (3.5)$$

eşitliğinden elde edilir. Buradan pozitif basınç gradyenli akımda $\left(\frac{dp}{dx}\right) > 0$ hız profilinin daima bir dönüm noktası olduğu görülür.

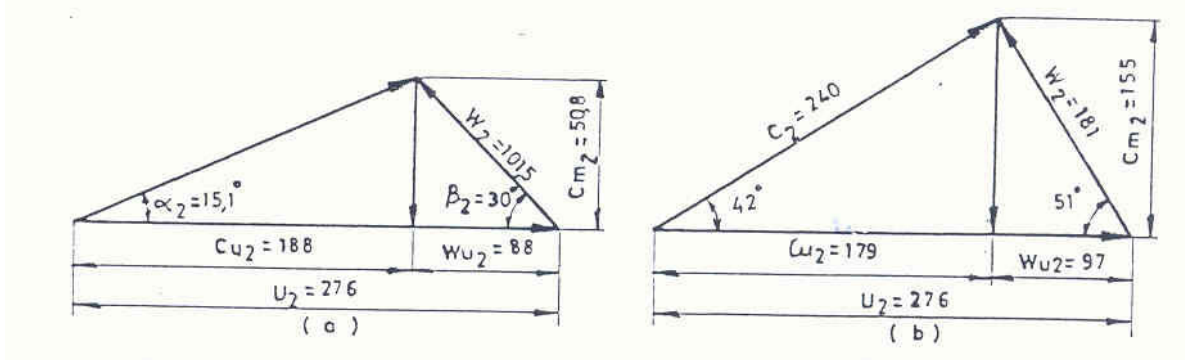
3.2. Ayrılmanın Makine Performansına Etkisi

Akış ayrılmasında kayıpların oluşmasındaki en temel faktör, ayrılmış bölgeden akım geçerken kesme kuvvetlerinin artmasıdır. Bu şekilde ayrılmış olan akım, cidarın içindekinden 15-20 kat daha büyük bir kine maruz kalabilir.

Ayrılma, akım sınırlarını değiştirirken bu değişimler; yüzeydeki basınç dağılımları, ısı transferi, şok bölgesinin oluşması, akımın düzensiz hale dönüşmesi, titreşim ve gürültülü çalışma, akımın sınırlarını aşması gibi hallerde görülebilir.

Erozyon ve korozyon da ayrılmanın ciddi sonuçlarındandır. Ayrılmış bölgelerde korozif etkenler yoğunlaşırken, ayrılmanın olduğu noktada da erozyon olayı fark edilir. Erozyonun oluşma nedeni, oluşan vortekslerin parçacıkları cidara yakın duruma getirisidir.

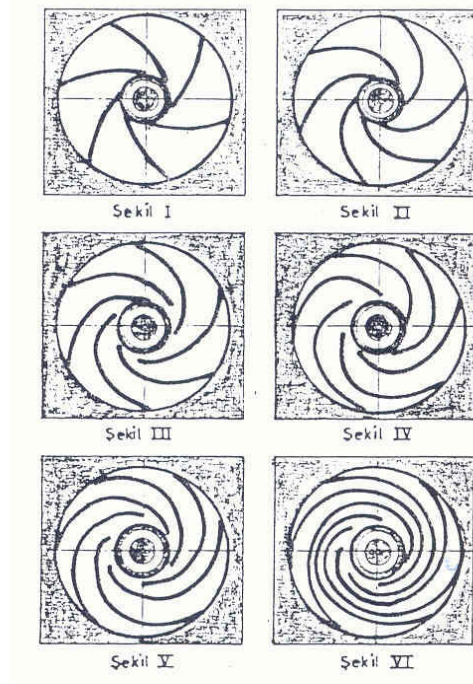
Ayrılma kayıplarının durumu, akım kanatlarından da atanabilir. Aşağıda bir santrifüj pompanın çıkış hız üçgeni ve bunun üzerinde ayrılmanın etkilerini görebilirsiniz.



Şekil.3.5. Santrifüj fanının a) Ayrılmış, b) Ayrılmamış akımlar için hız çıkış üçgenleri (Streeter,1961).

Ayrılmada kayıplar genelde maksimum hale aldığı anda bile ayrılma pozisyonunun öncesinde optimum vaziyete gelir. Fan kanallarındaki ayrılma kayıpları bu yüzden çok önemli olup aşağıda bu durum izah edilmiştir.

İlk fanda kanatlar kısa olduğundan kırılma kayıpları büyürken, 3-6.fanlarda kanat uzunluğu artarken sürtünme kayıpları da artmakta ama ayrılma kayıpları azalmaktadır. En iyi durum ise 2.fanın kanat profili ile yakalanmaktadır.

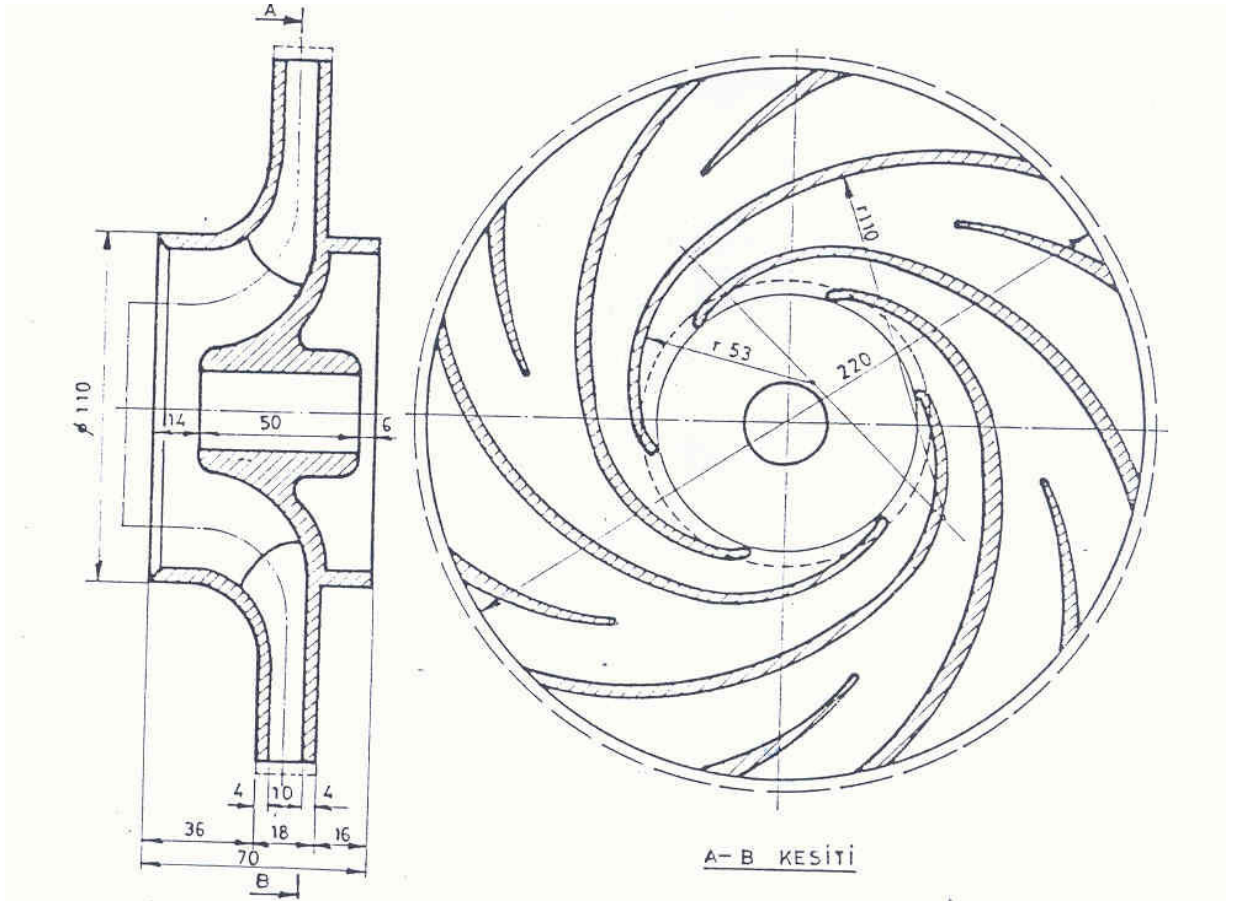


Şekil.3.6. Fan kanallarının şekli (Lazarkiewich ve Tronskolanski, 1965).

3.3. Ayrılmanın Kontrol Edilmesi

Ayrılmanın kontrol edilebilmesinin en iyi yolu yardımcı bir cisim yardımı ile bu işi yapmaktır. Ayrılma durumunda yük lokal konsantrasyonu azaltma adına fazla yayılamayacağından, bizim yapmamız gereken daha fazla taşıma yüzeyi oluşturmaktır. İşte burada olaya ara kanatçıklar girer. Fan kanalında koniklik açısı çok büyükse, ilk çözüm ana kanatlar arasına ara kanatçıkların yerleştirilmesidir. Böylece fan çıkışındaki koniklik küçültülmekte ve kanatlar arasındaki akış ayrılmaları engellenebilmektedir (Baysal,1979).

Ara kanatçıkların fazla uzatılması sürtünme kayıplarını artıracığından, gereksizdir. Akış ayrılmasından korunmak için konik açısı 10° den büyük olmamalıdır.



Şekil.3.7. Santrifüj pompa fanına ara kanatçık eklenmesi (Baysal,1979).

4. ARA KANATÇIKLAR

4.1. Ara Kanatçık Prensibi

Akış ayrılmasını kontrol altında tutmak için ana kanatlar arasına, yardımcı kanat da diyebileceğimiz ara kanatçıklar yerleştirilebilir. Akış ayrılması, gerekli sınır tabakasının çok fazla ilerlemesinden dolayı oluşmaktadır. Bu sebepten kanat yüzeylerine gelecek yüklerde artış söz konusu olacaktır. Bir kanadın bu kadar fazla yüklenmemesi için en iyi çözüm mevcut yüzeylere ek yeni yüzeyler oluşturabilmektir. Böylece yükü taşıyan yüzey sayısı artacak ve birim kanat yüzeyine gelecek yük miktarı azaltılacaktır. Bu da kanat kanalları arasına ara kanatçıklar yerleştirilerek mümkün olur. Çark kanalında kanatlar arasındaki θ koniklik açısı 10 dereceden büyükse ve başka yollarla da küçültme olanağı yoksa, kanat sayısı aynı kalmak koşulu ile kanatlar arasına ilave kanatçıklar yerleştirilerek koniklik düşürülüp ayrılmalar da önlenabilir (Baysal, 1975).

Bu noktada ise şöyle bir durum oluşacaktır ; genellikle çark çıkış çapını azaltmak için, kanat çıkış açısını büyütülür. Bu durumda da ters basınç gradyeninden dolayı sınır tabaka ayrılmaları meydana gelir. β_{2k} kanat çıkış açısı büyüyünce, çıkıştaki mutlak hızlar büyüyecektir ve dolayısıyla kayıplar artacaktır. Bu kayıplar ana kanatlar arasına ara kanatçıklar konarak düşürülebilir (Shouqi, 1997).

4.2. Akış Ayrılmasının Kontrolü

Yukarıda belirtildiği gibi akış ayrılmasını kontrol için en iyi metodlardan birisi de ara kanatçıkların kullanılmasıdır. Ayrılma sonucunda mevcut yüzeyin taşınması gerektiğinden fazla basınç yükleri yüzeye binmeye başlar. Burada devreye ara kanatçıklar girer. Ara kanatçık ilavesi ile, ara kanatçık yüzeylerinden sürtünme sürüklemesi ile yeni kayıplar doğuracaktır. Ancak toplam olarak kayıplar azalır. Ara kanatçıkların başlangıcı, yüksek basınç gradyeni sebebiyle çark çıkış çapına yaklaşık

değerlerde olmalıdır. Bu durumun sebebi türbülanslı akımın mevcut olduğu çark kanalında ayrılma noktasının çar çıkış çapına yakınlığıdır. Ara kanatçıkların girişe kadar uzatılması, kayıpların artacağından dolayı gerekli değildir.

4.3. Ara Kanatçıkların Geçmişi

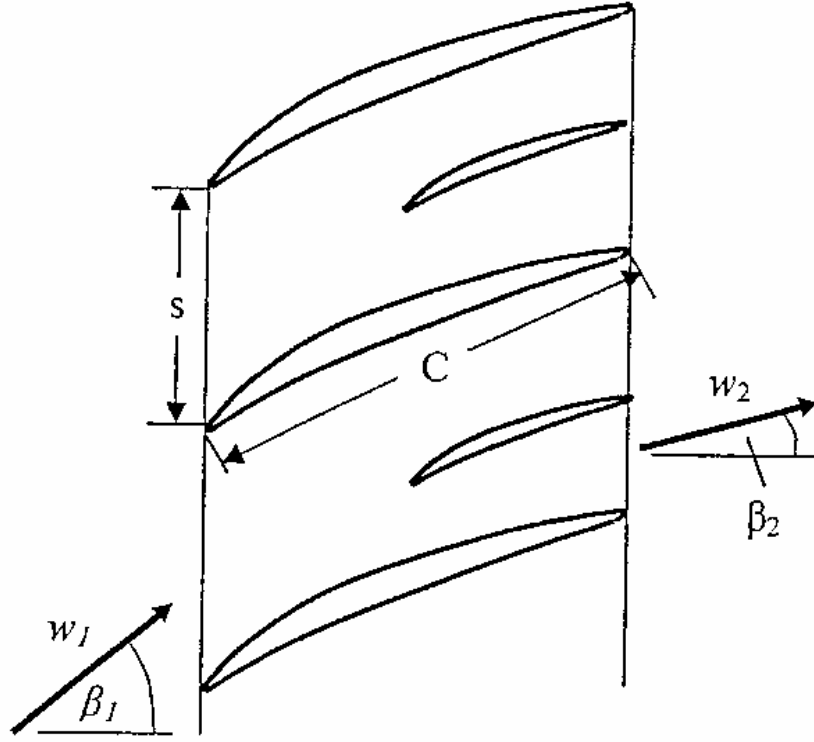
Dizayncılar için en kritik noktaların başında ana kanat aralıklarını birbirinden ayıran sınırın iyi şekilde belirlenmesi gelmektedir. Bu ayırımın uygun şekilde yerine getirilememesi sonucunda büyük kayıplar meydana gelebilir. Genellikle kayıplar kanadın emme tarafında gözlemlenir. Bu durumda kanatların pozisyonunu direk olarak etkileyen iki tane çok önemli parametre vardır. Birincisi dönüş açısı ($\beta_1 - \beta_2$) olup, diğeri de kanat girişinin ara mesafeye oranıdır (C/s) ve bu orana genellikle katılık adı verilir.

($\beta_1 - \beta_2$) dönüş açısı arttığı zaman, kanadın emme tarafındaki maksimum hız da buna paralel artış gösterir. Sonuçta ayrılmaya sebep olacak şekilde birbirlerine zıt basınç gradyenleri oluşur. Bunların önderliğinde de ayrılma oluşur. Kanatların ara mesafesi olan (s) değeri küçültülür ise, katılık (C/s) oranı artar. Böylece kanadın emme tarafındaki minimum basınç ile kenar basıncı arasındaki fark da azaltılmış olur.

Bu katılığa bağımlılık durumu Lieblein difüzyon parametresi olarak tanınır (D-faktörü) ve ;

$$D \equiv 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{w_{\theta 1} - w_{\theta 2}}{2\left(\frac{C}{s}\right)w_1} \quad (4.1)$$

olarak ifade edilir.



Şekil.4.1. Ara kanatçıklı aksenal akışlı çark kaskadı. (McGlumphy ve Fai-Ng.)

Akışın ayrılmaya giderken ilk işareti olarak D-faktörü kullanılır ve değer aralığı en fazla 0,5-0,55 arasında olmalıdır.

Kanat sayısını artırırken ayrılma kayıplarında azalma görülür. Ancak akış yolundaki eklenti metal sayesinde de makinenin akış kapasitesi azalır ve eklenti (ilave) profil kayıpları ortaya çıkar. Bu çelişkinin bir çözümü küçük bir ara kanatçığın giriş düzleminin akış yoluna eklenmesidir. Bu işlemle daha yüksek ve etkili katılık elde edilir. Katılığın yüksek verimli olması sonucu daha az ayrılma kayıpları sağlanmasında önemlidir. Ara kanatçıklar aynı zamanda daha iyi akış kontrolü elde edilmesini sağlar.

Ara kanatçık prensibini, aksenal akışlı kompresör çarkında ilk kez 1974 yılında Wennerstrom kullanmıştır. Ancak o günden bu yana çok az çalışma bu konuda yapılmıştır. Ara kanatçıklar ticari amaçlı bir uygulamaya maruz kalmamışlardır.

4.4. Ara Kanatçıklı Çark Kullanımının Performansa Etkisi

Herhangi bir eksenel akış çarkta ilk defa ara kanatçık prensibini kullanan Wennerstorm idi (Wennerstorm ,1974). Ara kanatçıklar ; kompresör çarkının esas ana kanatları arasına çevresel olarak yerleştirilen ek (ilave) kanatlardır. Ara kanatçık ilavesinin çarklarda basınç oranı ve verimlilik sayesinde genel performansı artırdığı gözlemlenmiştir.

Wennerstrom'un yaptığı ilk deneylerde ara kanatçıkların en önemli faydasının eksenel akış kontrolünü sağlamaları ve geliştirmeleri olduğu görüldü. Ancak buna rağmen bu konuda hiç şu ana kadar bir ticari meta üretilmemiştir. Şimdi burada bir çark için ara kanatçık modeli geliştirmeye çalışacağız. Esas amaç ; ara kanatçık ilavesi ile kompresör dizaynında daha az kademeli bir kompresörün üretimini başarmaktır. Böylece, makinenin hem üretim hem de işletim maliyetlerinde azalma sağlayacaktır. İlk önce ara kanatçıkları, ana kanatlara göre şekillendirerek işe başlayacağız.

4.5. Santrifüj Çarklarda Ara Kanatçıklar

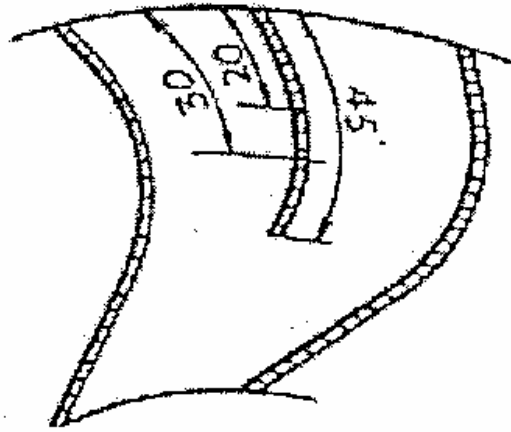
(Ogawa and Gopalakrishnan ,1977,1978), (Bhargava and Gopalakrishnan,1978) ve (Fabri, 1978) mevcut akış modellerinden yola çıkarak ara kanatçıklı santrifüj çarklar üzerinde hesaplamalar yapmışlardır. (Milliour, 1988) aynı konfigürasyonu, daha basitleştirilmiş viskoz kuvvetlerine sahip 3-boyutlu Euler analizini kullanarak gözden geçirmiştir.

Tüm bunlara göre ; ara kanatçıkların ilk ve en önemli etkisinin ana kanatlar üzerine gelen yükü azaltmak olduğu ve çark çıkışındaki jet etkisini de indirgediği ortaya çıkmıştır.

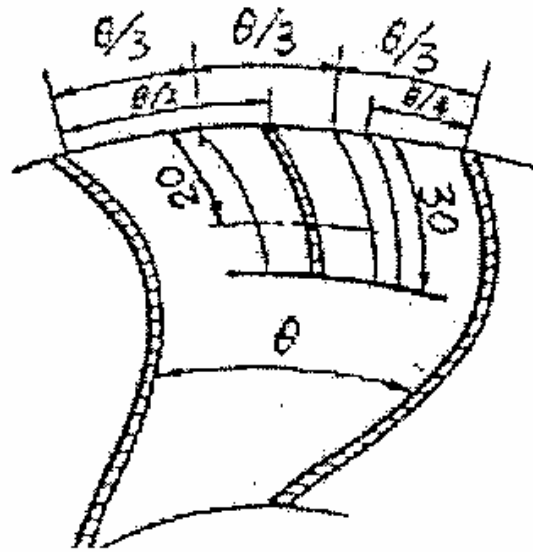
(Fradin, 1987) ise ; ara kanatçıklar kullanıldığı zaman transonik çarkın boşaltım akım alanının daha homojen hale geldiğini deneylerle ispat etmiştir.

Ayrıca (Ogawa and Gopalakrishnan, 1981) çalışmaları ve akış hesaplamaları, ara kanatçığın büyüklüğünün ve pozisyonunun kendi performansı üzerinde çok büyük etkisi olduğunu göstermiştir.

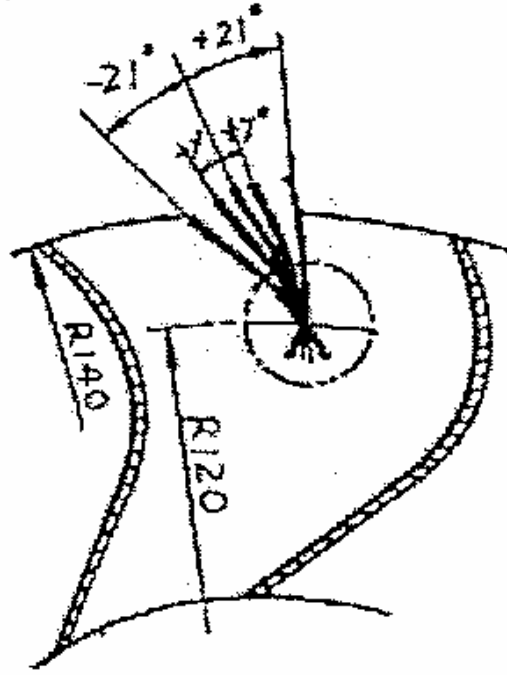
(Gui, et.al, 1989) değişik geometrilere sahip ara kanatçıklarla, santrifüj fanlar üzerinde sıkıştırılamaz akış rejim deneyleri yapmışlardır. Bu deneyler göstermiştir ki; ara kanatçık uzunluğu (Şekil.4.2.), ara kanatçığın çevresel pozisyonu (Şekil.4.3.) ve kanatçık zikzak açısı (Şekil.4.4.) çok önemlidir.



Şekil.4.2. Ara Kanatçık uzunluk değişimleri. (McGlumphy ve Fai-Ng.)



Şekil.4.3. Ara Kanatçık çevresel pozisyon değişimleri. (McGlumphy ve Fai-Ng.)



Şekil.4.4. Ara Kanatçık zikzak açısı değişimleri. (McGlumphy ve Fai-Ng.)

Sonuçta bakıldığında ; ara kanatçıklar ana kanatlara gelen yükü ve hız gradyanlarını indirirken, kendi geometrileri yüzünden ortaya yeni kayıpların çıktığı gözlemlenmiştir. Ara kanatçığın boyunun artırılması basınç katsayısını biraz artırabilir veya verime hiçbir etkisi olmaz. Ancak eğer ara kanatçık, ana kanadın emme tarafına yakın yerleştirilirse, basınç katsayısı artmaktadır.

Bunların dışında yapılan bazı çalışmalar ise iki ara kanatçık kanalındaki kütle akışının ayrılmasına odaklanmıştır. Ara kanatçıklar, ana kanatların tam ortalarına gelecek şekilde yerleştirilirler ve istenen çevresel pozisyonu kazanmak için, zikzak açısı iki kanal arasında kütle akışını dağıtacak şekilde ayarlanmaktadır. Bu şekilde verilen basınç oranında çarkın genel verimliliği artar.



Şekil.4.5. Ara kanatçıklı Santrifüj Çark. (McGlumphy ve Fai-Ng.)

4.6. Kompresör Çarklarında Ara Kanatçık Geçmişinin Özeti

Kompresör çarklarındaki ara kanatçık uygulamalarının en önemli parametreleri şöyledir ;

1. Büyük kayıplara maruz kalmadan, büyük yüklerde yükleme yapılabilir.
2. Ara kanatçıkların kullanımıyla mükemmel akış kontrolü sağlanır.
3. Ara kanatçık geometrisi çark genel performansını doğrudan etkiler;
 - A) Pozisyon olarak iki ana kanada eşit uzaklıkta tam orta mesafede olmalıdır.
 - B) Yapılan çalışmalarda ara kanatçıkları ana kanat ortasına yerleştirmenin akışa fayda sağladığı görülmüştür.

4. Ara kanatçığın eğer mümkünse ön kenarı subsonik bölgede olmalıdır.
5. Dikkat edilecek en önemli hususlardan biri ara kanatçık yollarındaki kütle akış ayrılmasına maksimum özen gösterilmesidir.

4.7. Ara Kanatçık Geometrisi

Ara kanatçık konfigürasyonunun performansını belirlemek için bazı geometrik parametrelerin araştırılması gerekmektedir. Bunlar ;

1. Ana kanat uç şeklidir. Örneğin verilecek eğri, kanatçığın genişliği gibi değerler her zaman önemlidir.
2. Ara kanatçık uç şekli.
3. Ara kanatçığın ana kanatlara göre çevresel pozisyonu.
4. Ara kanatçığın aksenal pozisyonu.
5. Ara kanatçık zikzak açısı.

Tüm bu yukarıdaki parametreler akış alanına doğrudan etkilidir. Genelde dizayn aşamasında ilk önce ana kanatların sabit olduğu ve ara kanatçıkların onlara göre pozisyonlarının varyasyonlarıyla ilgili çalışmalar yapılır. Daha sonra bu analizler 2-boyutlu durumla ilişkilendirilip ara kanatçıkların kesin pozisyonlarına karar verilir. Daha sonra 3-boyutlu hesaplamalar ve modelleme çalışmaları başlar. Bu çalışma esnasında kanat ucu şekilleri farklı seçenekler denenerek seçilir. Bu parametrelerin performanslarını ölçmek için gerekli kriterler ise basınç oranı ve verimliliklerdir. Bu kriterler kütle akışı ve dönme hızının fonksiyonlarıdır.

Yapılan işi değerlendirmek için kriterler ise ; genel dönme ($\Delta\beta$) ve kanat yüklenmesidir. Kanat uçlarının yaptıkları iş toplam dönmeyle orantılıdır. Bu yüzden ara kanatçıklar iyi birer indikatör olarak çalışırlar.

Kayıpları görmek için ise bazı parametreler gereklidir.

4.8. Pompalarda Ara Kanatçık Uygulamaları

Pompa performanslarını etkileyen en önemli kriterlerin başında kanat veya kanatçık sayısı, kanatçık çıkış açısı ve çark çıkış çapı sayılabilir. Pompa verimini daha artırmak için pompa çark çapları düşürülmeli ve pompa basma yüksekliğini artırmak için de mevcuttan daha fazla kanat kullanmak gerekmektedir. Kanat sayısını iyice artırarak yüzey sıkışlığı ve çark girişinde problem yaşamaktansa, ara kanatçık ilavesinin daha uygun olduğu görülmüştür. Daha önce yapılan çalışmalarda, ara kanatçık giriş yarıçapının, çark çıkış yarıçapının (0,75-0,85).($D_2 / 2$) olduğu durumlarda pompa performansının geliştiği gözlemlenmiştir (Shouqi, 1997).

Diğer bir çalışmada ise, bir vorteks pompa çarkına yerleştirilen ara kanatçıkların sirkülasyon akışını azalttıkları ve böylece de genel verimin arttığı gözlemlenmiştir (Üreyen, 1995).

Ara kanatçıkların, ana kanatlar arasına yerleştirilme pozisyonu da çok önemlidir. Bu konuda 3-boyutlu çözümlerle birlikte deneysel çalışmalar da yapılmıştır (Kui and Jian, 1988). Üç ayrı model üzerinde çalışmalar yapılmıştır. İlk modelde ara kanatçık, iki ana kanadın tam geometrik ortasına yerleştirilmiştir. İkinci modelde ise ara kanatçık, dönme yönünde ve 1/10 daha uzağa yerleştirilmiştir. Son modelde de ara kanatçık ilk modelde olduğu gibi ana kanatların tam geometrik ortasına yerleştirilmiş, ancak ilk ara kanatçıktan boyu daha kısadır.

Çark kanat sayısı arttıkça pompa basma yüksekliği artmakta, ancak fazla kanadın olması blokaj ve yüzey sürtünmesini artıracığından pompa verimliliği düşecektir. Euler'in basma yüksekliği formülü şu şekildedir;

$$H_t = \frac{u_2}{g} \left(u_2 \cdot h_0 - \frac{Q}{\eta_V \cdot \pi \cdot D_2 \cdot \beta_2 \cdot \lambda_2 \cdot t g \beta_2} \right) - \frac{u_1 \cdot C_{u1}}{g} \quad (4.2)$$

Eğer çark kanat sayısı azaltılırsa ve basma yüksekliği-çıkış eğrilerinin sapması kaldırılırsa pompa basma yüksekliği hızlıca yükselecektir. Yuan et al. , bu sapmanın $z < 5$ iken elimine edilebileceğini, fakat en yüksek verimin $z < 4$ durumunda çok düşeceğini söylemişlerdir.

Ayrıca az veya çok kanat sayısının, basma yüksekliği-akış eğrilerindeki kararsızlığı artırma riskinden bahsetmişlerdir. Optimum verimin 5-8 kanat sayıları arasında yakalandığı görülmüştür. Yukarıdaki formüle bakıldığında; akış oranı Q artırıldığında, basma yüksekliği H_t , azalmakta, kanat çıkış açısı $\beta_2 < 90^\circ$ ve küçük β_2 ile akışla H_t hızlıca düşmektedir. Chegurko ve Guohua, uygun geometrik parametrelerle, basma yüksekliği-akış eğrisinin $\beta_2 < 30$ iken kararlı olduğunu işaret etmişlerdir.

Ara kanatçıklı çark dizaynları pompalar ve kompresörlerde kullanılmaktadır. Santrifüj tip çarkta, az veya çok kanat sayısı, çarktaki akışların bozulmasına sebebiyet verecektir. Kanat sayısının artırılmasıyla pompa basma yüksekliği ve verimin arttığı düşünülürken; yükselen blokaj etkisi ve yüzey sürtünmesi sebebiyle de verimin azalması ortaya çıkmaktadır.

Verimdeki azalma, genellikle çark giriş bölgesindeki tıkanıklık artışı sebebiyle meydana gelir. Bu sebeple, yüksek kanat sayısı kesin verimi düşürmektedir. Diğer yanda ise; kanat sayısı azaltıldığında, çarktaki akış akışkanın akışı, 1-boyutlu akış kanunlarına uymayacak ve sonucunda lokal kayıplar artacaktır. Bu sebeple de hidrolik kayıplar yükselecek, sonucunda da performans kötü yönde etkilenecektir.

Hidrolik kayıplar iki ana kanat arasına yerleştirilecek ara kanatçıklarla azaltılabilir. Genellikle ara kanatçıklar, ana kanatların tam ortasına gelecek şekilde yerleştirilirler. Ara kanatçıkların, çark kanalında blokaja neden olmaması sayesinde de, çark

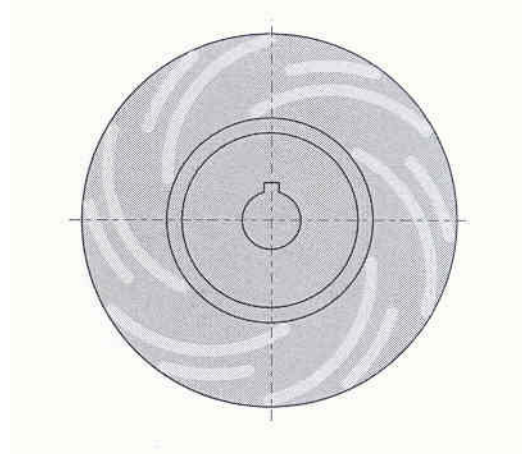
performansında gelişmeler umulmaktadır. Ancak, ara kanatçığın optimum dizaynının kararlaştırılması, bu gelişmelerin geçerli olması için gereklidir. Ancak ara kanatçıklı çark imalatının zorlu olması da dikkatlerden kaçmamalıdır. Ara kanatçık uygulamaları ile pompa performansının etkilenmesi 3 temel faktörle gerçekleşir; ara kanatçığın uzunluğu, ara kanatçığın çevresel pozisyonu ve zikzak açısı.

Miyamoto et al. Örtülmüş ve örtülmemiş çark kanallarındaki hız ve basıncı ölçerek, ara kanatçıkların akış ve performans üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Kullanılan ara kanatçıklar, ana kanadın %60'ı kadardır. Ara kanatçıklı ve kanatçıksız çarkları karşılaştırdıklarında, ara kanatçıklı çarkların kanat yüklerinin azalmaya meyilli oldukları ve kesin çevresel hızlarla toplam basınçların, ara kanatçıksız çarklara göre büyük oldukları ortaya çıkmıştır.

Yuan, ara kanatçık kullanımının düşük hızlı santrifüj pompalardaki 3 hidrolik problemi (düşük verim, basma yük.-akış eğrisinin sarkması ve kolayca aşırı yüklenmeler) çözdüğünü açıklamıştır. Ara kanatçığın uzunluğu, ana kanadın %70'ine veya çark çıkış çapının %50-75'ine sabitlenir. Ara kanatçığın pompa performansına etkisinin ilk önce çevresel pozisyona, daha sonra zikzak açısına bağlı olduğunu belirtmiştir. Diğer yardımcı parametreler ise giriş çapı ve sabitleme durumudur.

Kui ve Juan, ile Lichuan et al. , 3 tip ara kanatçık uygulaması yapmışlar ve ara kanatçıkların basitçe ana kanadın kısaltılmasıyla oluşturulamayacağını, ön kenar kısımlarının giriş boyunca uzatılmasının doğru olacağını ve böylece kanalda boğulmaya sebep olunmayacağını belirtmişlerdir.

Gui et al. , ara kanatçıkların santrifüj çarklar üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlar ve kararlı bir şekilde boyları belirlenen ara kanatçıkların, toplam basınç katsayısını artırdığı ve ara kanatçığın çevresel pozisyonunun çark performansına ne derece etki ettiği belirlenmiştir.



Şekil.4.6. 6 kanatlı, ara kanatçıklı bir çark (Gölcü ve Pancar, 2005).

5. TURBO MAKİNELERDE ARA KANATÇIK DİZAYNI

Türbinli makinelerde, sıkıştırılmaz viskoz olmayan akışta kavitasyondan sakınmaksızın kanat dizaynının bir ters metodunu inceleyeceğiz. Ayrıca kanatlardaki bağlı girdap kuvveti dağıtımıyla alakalı olarak belirlenen sınır şartlarına da yeni bir yaklaşımda bulunarak bazı incelemeler yapılmıştır. İlk önce 2-boyutlu kaskad dizaynı işleminden geçirilmiş ve görülmüştür ki ; kanat verilen kalınlık dağılımı ile meydana getirilmeli ve istenen akış çıkış açısını bulmadan yüklenmelidir. 3-boyutlu dizayn iki adımda analiz edilmiştir. Bunlar S_1 ve S_2 yaklaşımlarıdır. Meridyen akış için (S_2 yaklaşımı), kanat kalınlığı devamlılık denklemindeki metrik tensörün değiştirilmesi ile hesaba katılır.

Ayarlama (regülasyon) için olan yaklaşım ise, denge durumu sağlayan mil kasnağı tarafından sağlanmıştır ve meridyen akış aerodinamik fonksiyonu akış alanını tanımlamak için seçilmiştir. Bu adım, kanatların yaklaşık (hemen hemen) kavisli yüzeyindeki eksene simetrik aerodinamik tabakaların saptanmasına öncülük eder.

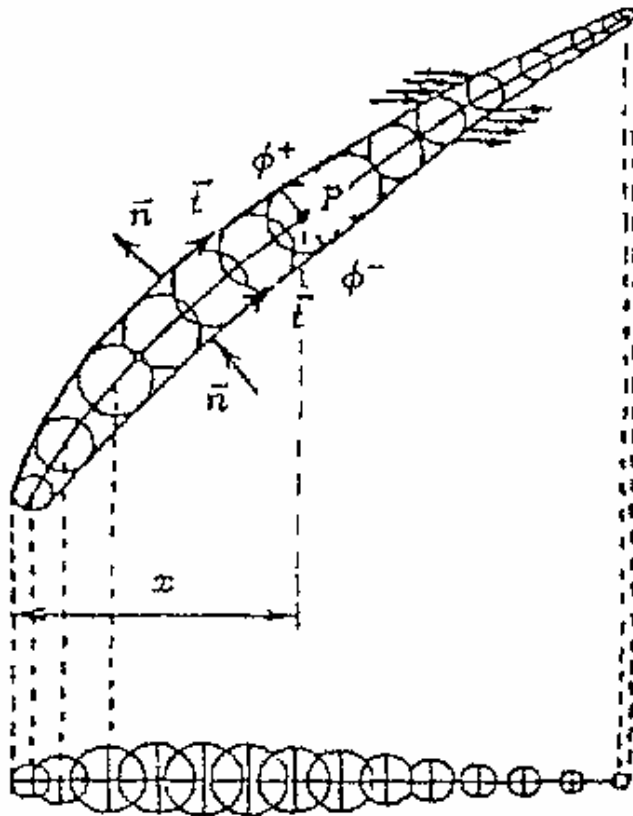
İkinci adımda, kanattan kanada akış (S_1 yaklaşımı) analiz edilmiştir. Ayarlama denklemi ; kesin hız girdap kuvvetinin, aerodinamik parçaya tanjant halinde olmalı diyen momentum denkleminde çıkarılmıştır. Bağıl girdap kuvveti dağıtımı S_2 yaklaşımı ile aynı ve kanadı geçen artık akı, ılımlı olmalıdır. Bu iki ilişki S_1 akışı için sınır şartlarını oluşturmaktadır. Kanat yüzeyindeki mutlak hızın normal bileşeni nedeniyle olan atık akının keşfedilmesi, kavisli yüzeyin düzeltilmesine öncülük eder. Burada santrifüj pervanelerin ara kanatçıklarla en iyi şekilde dizaynı açıklanmıştır.

Kanat dizayn prosedürlerinin çoğu, başlangıç (ilk) verilerde olduğu gibi hız dağılımının kanadın her iki tarafında da olduğunu kabul eder. Bunlar, potansiyel akışkan denklemlerini çizgisel yapmaya yarayan hodograf düzlemi kullanırlar (Bauer, et al., 1972). Fakat dizayncı dağıtım kalınlığının kontrolünü kaybeder. Bunun nedeni kanadın kuyruk kenarında balık kuyruğu gibi “v” şeklinde olması ve ön ucunun açık olmasıdır. Leonard, istediği durumu görene kadar kanattaki hız dağılımını değiştiren girdaplar gibi dikkat çekici özellikleri kullanmayı tercih etmiştir (Leonard, 1990). Fakat kuyruk kenarı veya ön uçtaki kalınlık problemlerinden kurtulmak için, ihtiyaç duyulan hız da bazı kurallar gerekmektedir. Diğerleri, potansiyel olmayan akış olduğu takdirde, hız ve basınç dağılımının Euler denklemi ile fiziksel düzlemde kullanılırlar (Mauze, 1980, 1982). Fakat kuyruk kenarı veya ön uçtaki devamsızlık hala mevcuttur.

Günümüzdeki method, hem kanadın kalınlık dağılımı hem de istenen girdap dağılımı (V_{θ}) başlangıç verileridir. Bu varyasyon $\Delta(V_{\theta})$, kanatların göstermesi gereken girdapların dağıtımı olarak yorumlanabilir. Şunu bilmeliyiz ki ; toplam girdap varyasyonu yukarı akış ve aşağı akış arasındaki açısı farkına bağlıdır. Bu vorteks dağılımı $\Delta(V_{\theta})f$ fonksiyonu ile gösterilir. Burada (f) akış koordinatının aynı ve monoton şekilde artan regüler fonksiyonudur.

f, pompanın kendisine bağlıdır. (Zanetti, 1990) aynı yaklaşımda bulunmuş fakat, toplam girdap varyasyonu yerine kanatların iki tarafındaki basınç atlamalarıyla uğraşmıştır. Bu çalışmada sadece sıkıştırılmaz, viskoz olmayan akış incelenmiştir.

Fakat bunun uzantısı olarak sıkıştırılabilir akış şu anda aynı mantıkla çalışmaktadır. Bu method, yapı analizinden elde edilebilen kalınlık dağılımına hizmet eden, fiziksel olabilirliği olan bir kanat şekli verir. Ayrıca bu method kuyruk kanadı veya ön uçta tamamlanma problemi yaşatmaz ve istenen akış sapmasını meydana getirir. Proje için bir geliştirme de, (Harbek, 1971) tarafından önerilen dirençteki enerji kaybının hesabını tutmaktansa, her akım çizgisi için bir verimlilik faktörü η atandı. Bu model istenen toplam basınç atlaması ve çıkış toplam girdap dağılımını, sadece kanat arasındaki girdap atlamasını değiştirerek sağlamayı garanti eder. Böylece dizaynda aşamalar, başarılar kaydetmek mümkündür. Bu projeye örnek olarak $\eta < 1$ olan ara kanatçıklı bir pervane verilebilir. Tüm çeşit geometrilerle (eksenel, radyal ve karışık akışlı) uğraşmak yerine, koordinat sistemine uyan eğrisel bir gövde adapte edilmiş ve gerilme formülasyonu uygulanmıştır.



Şekil.5.1. Kanadın her iki yüzeyi ve kavis çizgisindeki ilişkilendirilmiş elemanlar

(T.S. Luu et al.,1992)

5.1. 2-Boyutlu Kaskad İçin Tersinir Problem

Şekil 5.1.'de, kalınlık dağıtımı ve kanat kamburluk çizgisi tarafından karakterize edilmiş kanadın geometrisi gösterilmiştir. Kanat çevresi üzerine denk gelen iç dairelerin çaplarının varyasyonları, kalınlık dağılımını tanımlamak için kullanılmıştır. Kanat kamburluk çizgisine $x - \frac{dx}{2}$ ve $x + \frac{dx}{2}$ 'de çizgisine merkezlenmiş 2 iç daireye teğet olan, yukarı ve aşağı taraftaki yay elemanları, kanat kamburluk çizgisi elemanına eşittir. Bu dost elemanların merkezi, kanat kamburluk çizgisinin apsisi (x) olarak karakterize edilmişlerdir. V_0 yukarı akım hızını, h kaskad hatvesini, α ve β giriş ve çıkış açılarını, Γ kanat tarafından üretilen vorteks sirkülasyonunu temsil eder ;

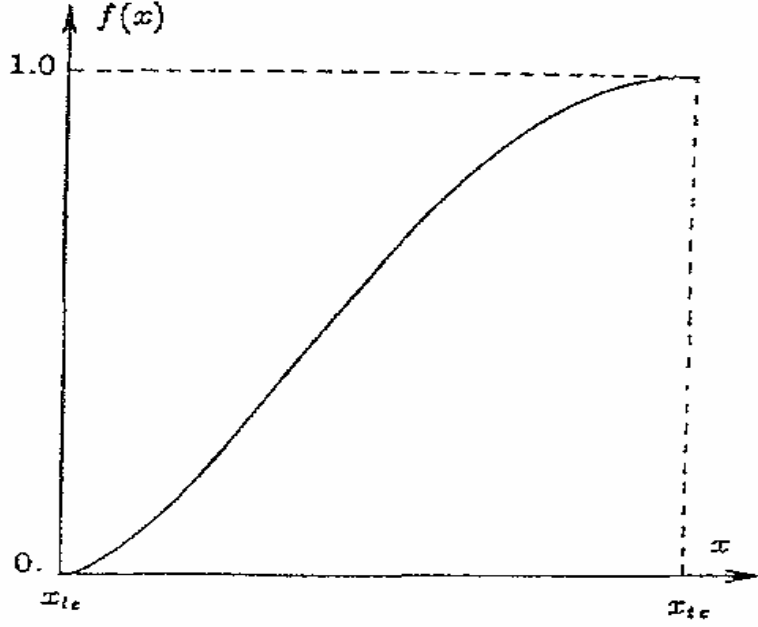
$$\Gamma = V_0 h (\sin \alpha - \cos \alpha \tan \beta) \quad (5.1)$$

Kanattaki bağlı vorteks dağılımını $\Gamma f(x)$ fonksiyonu gösterebilir. Burada f(x) monoton biçimde artan x'in ters problemi olmalıdır ; $f(x_{1e})=0$, $f(x_{2e})=1$ ve $df/dx \geq 0$ lokal yüklemeyi tarif eder. Şekil 5.2., f(x) fonksiyonunun tipik halini gösterir, $df/dx = 0$ Kutta-Joukowski haline göre sıfır yüklemeyi almak yerine kuyruk kenarına yakın yerde empoze edilmelidir. Baş kenarın yanında ne zaman empoze edilirse, dizayn bize ön uçla uyumlu bir kanat verir. Akış bölgesi, hız potansiyeli Φ veya akım fonksiyonu ψ tarafından temsil edilebilir, bağlı vorteks dağılımı, kanadın her iki tarafında birbirine komşu elemanların üzerinde denenen durumlara liderlik edebilir ;

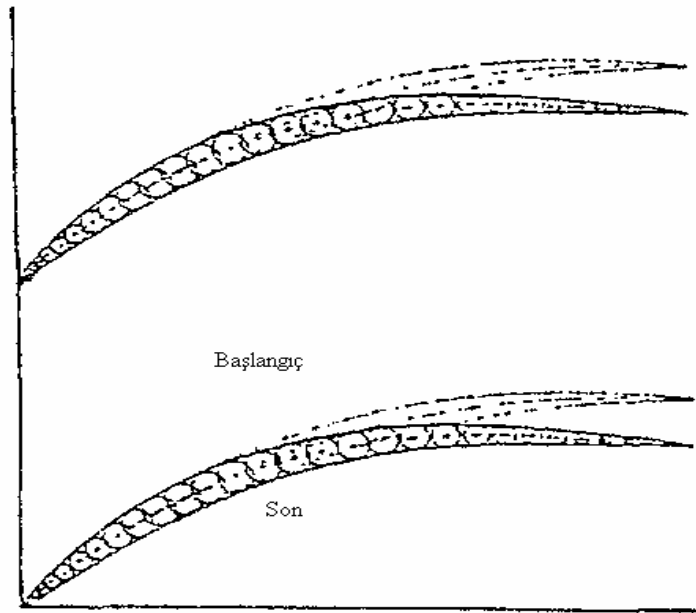
$$[\phi]_{\pm} = \Gamma f(x) \text{ veya } \left[\frac{\partial \phi}{\partial n} dl \right]_{\pm} = \Gamma \frac{df}{dx} dx \quad (5.2)$$

Kanadın farz edilen çevresi empoze edilmiş sınır şartları, akışların penetrasyonu eklenmelidir, komşu elemanların her biri için olan akı penetrasyonu şu şekildedir ;

$$\left[\frac{\partial \phi}{\partial n} dl \right]_{\pm} = 0 \text{ veya } [\phi]_{\pm} = 0 \quad (5.3)$$



Şekil.5.2. Tipik yükleme fonksiyonu $f(x)$ (T.S. Luu et al.,1992)



Şekil.5.3. Kanadın başlangıç ve son şekli. (T.S. Luu et al.,1992)

$\xi^1, \xi^2 = 0$ ve $\xi^3 = \xi$ eğrisel koordinatları temsil eder (Şekil.5.4.). Meridyen hızı $U = V^1 e_1 + V^3 e_3 = W^1 e_1 + W^3 e_3$ olarak verilir. Buna göre süreklilik denklemi ;

$$\frac{1}{\sqrt{\tilde{g}}} \left[\frac{\partial \sqrt{\tilde{g}} \rho U^1}{\partial \xi^1} + \frac{\partial \sqrt{\tilde{g}} \rho U^3}{\partial \xi^1} \right] = 0 \quad (5.5)$$

İfadedeki \tilde{g} , kanatların kalınlığından ortaya çıkan akış kanal sertliğine bağlı değişmiş metrik tensörü determinantıdır. \sqrt{g} ise $(e_3 \times e_1) \cdot e_2$ çarpımlı elemanter hacimdir. Boş bölgede $|e_2| = \sqrt{g_{22}} = r$ olur ve kanadın bükümlü alanında, kanat kalınlığı akış kanalını indirger. Eğer $r \delta \theta_e$ çevresel yön boyunca ölçülen kalınlığı belirtiyorsa, N_b de çark veya statordaki kanat periyodunu simgeler ise, değişmiş metrik tensör;

$$\tilde{g}_{22} = \left(1 - \frac{N_b \lambda \theta_e}{2\pi}\right)^2 r^2 \quad (5.6)$$

olur.

(5.5) denklemde akış kanal sertliğini simgeleyen \tilde{g} , , değişmiş olan \tilde{g}_{22} ile tayin edilmiştir. Eğer kanadın geometrik periyodunda ara kanatçıklar olursa, $r \delta \theta_e$ o zaman ara kanatçık ve ana kanadın çevresel kalınlığının toplamını simgeler. Akım fonksiyonu ψ kullanılarak akış alanı ;

$$U^1 = \frac{1}{\sqrt{\rho \tilde{g}}} \frac{\partial \varphi}{\partial \xi^3} \quad \text{ve} \quad U^3 = -\frac{1}{\sqrt{\rho \tilde{g}}} \frac{\partial \varphi}{\partial \xi^1} \quad (5.7)$$

şeklinde gösterilir.

(5.5) denklemi otomatik olarak tatmin edicidir. φ için denklem, $\nabla \times U = \Omega^2 e_2$ 'dır. Burada Ω^2 , $\nabla \times V$ 'nun çevresel bileşimidir.

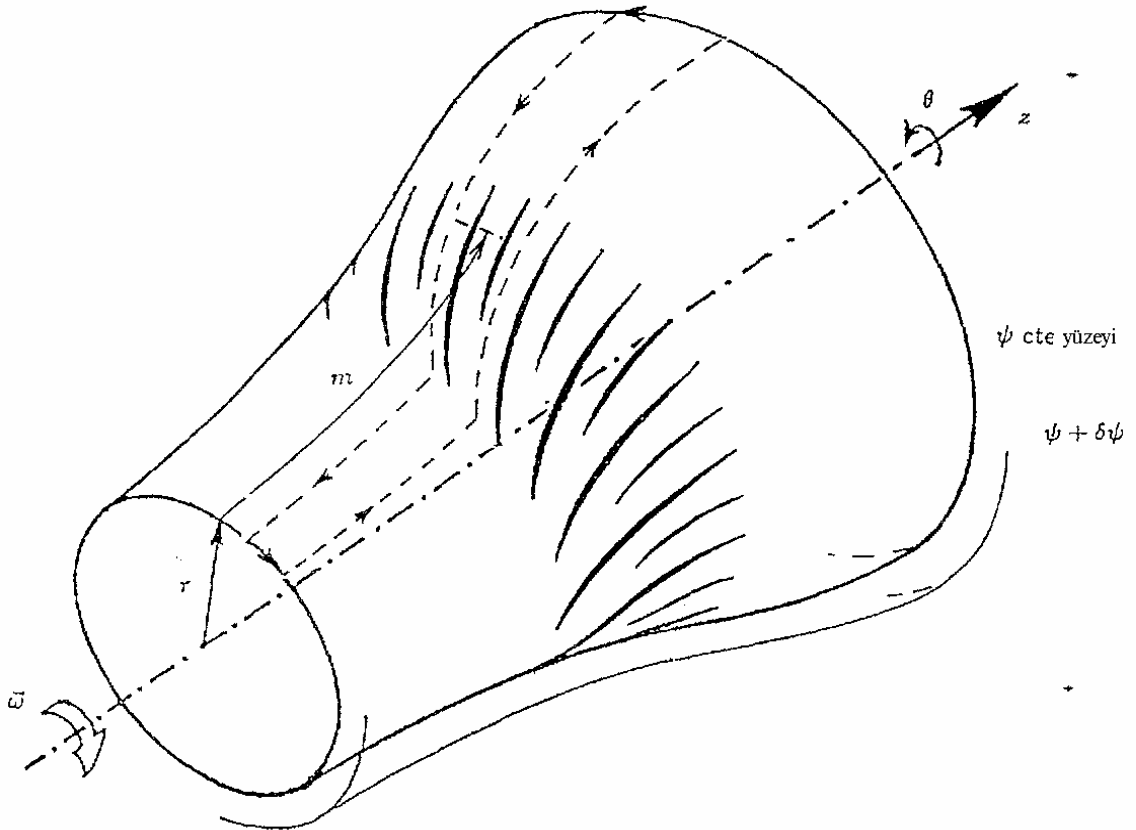
$$H = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \frac{p'}{\rho} \quad \text{ve} \quad I = \frac{p}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{\omega^2 r^2}{2} = H + \omega(V_\theta r) \quad (5.8)$$

Olsun.

Böylece momentum denklemi ;

$$\begin{aligned} \text{Stator;} \quad \Omega \times \{V\} &= \left\{ -\nabla H + \frac{F_b}{\rho} + \frac{F_d}{\rho} \right. \\ \text{Çark;} \quad \Omega \times \{W\} &= \left\{ -\nabla I + \frac{F_b}{\rho} + \frac{F_d}{\rho} \right. \end{aligned} \quad (5.9).$$

İçindir.



Şekil.5.5. Sınır vorteksleri tarafından meydana gelen sirkülasyonla $V_\theta r$ arasındaki ilişki. (T.S. Luu et al.,1992)

Burada F_b/ρ kanat kuvvetini belirtir. Her akım çizgisi için olan η deneysel verim değerinden oluşan kuvvet şöyle yazılır ;

$$\text{Stator; } \frac{F_d}{\rho} = (\eta - 1) \frac{\omega}{V_\omega^2} [V \cdot \nabla (V_\theta r)] V$$

$$\text{Çark; } \frac{F_d}{\rho} = (1 - \eta) \frac{\omega}{W^2} [W \cdot \nabla (V_\theta r)] W \quad (5.10).$$

İçindir.

Kanatlardan oluşan bağlı girdapların sirkülasyonu ile kanatlardaki girdap dağılımı arasındaki ilişkiyi gösterir. Γ_φ ana kanatta oluşan sirkülasyonu ifade etsin ve akış yüzeyine ($\varphi = \text{cnst}$) eksenel-simetrik kesit bölgesinde bir periyot meydana getiren ara kanatçık var olsun. $(V_\theta r)_{m,k}$ sınırlı girdap m önünde yapılan ;

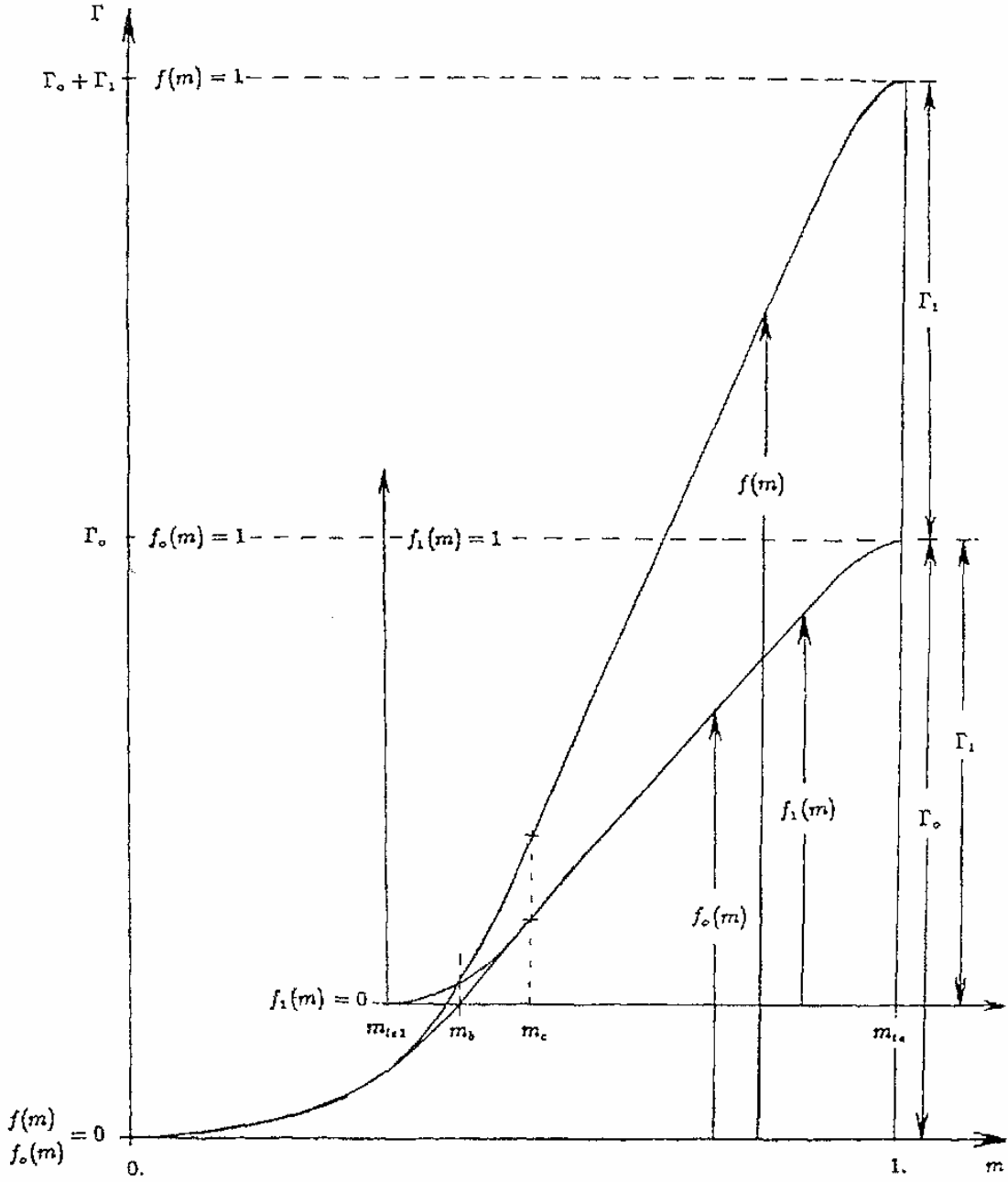
$$(V_\theta r)_{m,\varphi} = (V_\theta r)_{le,\varphi} + \frac{N_b}{2\pi} \Gamma_\varphi f(m, \varphi) \quad (5.11).$$

şekli alır .

Pratikte, aynı m m değerindeki ana kanadın vorteks dağılımından oluşturulan ara kanatçık sahip olması arzulanan durumdur. Γ_0 sirkülasyonu, $f_0(m)$ de ana kanadın vorteks dağılım karakteristik fonksiyonu ise ve $m_b > m_{le1}$, Şekil.5.6.'daki m 'in lineer fonksiyonu olan $f_0(m)$ 'dir. Ara kanatçık etrafındaki sirkülasyon, Γ_1 , böylece ;

$$\frac{\Gamma_1}{\Gamma_0} = 1 - f_0(m_b) \quad (5.12).$$

olur.



Şekil.5.6. Ana kanat ve ara kanatçık üzerindeki vorteks dağılımlarının görüntüsü. (T.S. Luu et al.,1992)

m_{le1} , ara kanatçığın ucundaki m değeri olsun ve $m_c = m_{le1} + 2(m_b - m_{le1})$ olsun. m_{le1} ve m_c arasında ara kanatçığın vorteks dağılımı $f_1(m)$ fonksiyonu ;

$$f_1(m) = \frac{\Gamma_0}{\Gamma_1} [f_0(m_c) - f_0(m_b)] \left(\frac{m - m_{le1}}{m_c - m_{le1}} \right)^2 \quad (5.13).$$

şeklinde ifade edilir.

s_c ve m_{te} arasında, $f_1(m)$ fonksiyonu ;

$$f_1(m) = \frac{\Gamma_0}{\Gamma_1} [f_0(m) - f_0(m_b)] \quad (5.14).$$

şeklinde tamamlanır.

$f_1(m)$ fonksiyonu, ara kanatçığın ön kenarı için duruma adaptasyon fonksiyonudur. Tersinir problem için, sonuç fonksiyonu $f(m)$ kanat sınır alanındaki bağıl vorteks dağılımı;

$$f(m) = \frac{1}{1 + \frac{\Gamma_1}{\Gamma_0}} \left[f_0(m) + \frac{\Gamma_1}{\Gamma_0} f_1(m) \right] \quad (5.15)$$

şeklindedir.

Daha önce ana kanat için ifade edilen $f_0(m)$ fonksiyonundan sonra, $f(m)$ fonksiyonunun (5.9) ile (5.12) denklemlerinin ilişkileri sonucunda çıkarılmıştır. (5.9) formülündeki e^2 ve e^3 bileşenleri birleştirildiğinde ;

Çark;

$$\sqrt{g}\Omega^2 = \frac{1}{W^1} \frac{\partial I}{\partial \xi^3} + \frac{n_1}{n_2} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^3} - \frac{n_3}{n_2} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^1} - (1-\eta) \frac{\omega}{W^2} \frac{W_3}{W^1} \left[W^1 \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^1} + W^3 \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^3} \right]$$

(5.16a)

Stator ;

$$\sqrt{g}\Omega^2 = \frac{1}{V^1} \frac{\partial H}{\partial \xi^3} + \frac{n_1}{n_2} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^3} - \frac{n_3}{n_2} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^1} - (\eta - 1) \frac{\omega}{V^2} \frac{V_3}{V^1} \left[V^1 \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^1} + V^3 \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^3} \right]$$

(5.16b)

$$\sqrt{g}\Omega^2 = \frac{1}{V^1} \left\{ \frac{\partial H}{\partial \xi^3} - \frac{(V_\theta r)}{r^2} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial \xi^3} \right\} \quad (5.16c).$$

denklemleri elde edilir.

Burada n_i ; ; kanadın kavisli yüzeyindeki normal n değerinin eşdeğişkin bileşenlerini ifade etmektedir. Statorda $V \perp n$, çarkta $W \perp n$ ve $F_b // n$ kullanılmıştır. Boş alan formülündeki ve stator formülündeki V veya çark formülündeki W ile momentum denklemi ; H veya I 'nın düğüm noktası değerlerini güncellemede bize yardım eder ;

Boş alan için ; $\frac{\partial H}{\partial m} = 0$

$$\text{Stator için ; } \frac{\partial H}{\partial m} = (\eta - 1)\omega \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial m} \quad (5.17a)$$

$$\text{Rotor için ; } \frac{\partial I}{\partial m} = (1 - \eta)\omega \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial m} \quad (5.17b)$$

$\nabla \times U = \Omega^2 e_2$ yazarak, ψ denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial \xi^3} \left(\frac{g_{11}}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \varphi}{\partial \xi^3} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^1} \left(\frac{g_{33}}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \varphi}{\partial \xi^1} \right) - \frac{\partial}{\partial \xi^3} \left(\frac{g_{13}}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \varphi}{\partial \xi^1} \right) - \frac{\partial}{\partial \xi^1} \left(\frac{g_{31}}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \varphi}{\partial \xi^3} \right) = \sqrt{g}\Omega^2$$

(5.18)

elde edilir.

Tersinir problem için, $V_{\theta}r$ dağılımı (5.16) denklemini kullanarak atama yaparız. Kanat kavis formunu (şeklini) $\theta = \xi^2(\xi^1, \xi^3)$ tanımlasın. Eğer koordinat çizgileri $\xi^3 = cnst$ akım çizgilerine iteratif olarak güncellenirse, ξ^2 kayma durumu kullanılarak hesaplanabilir ;

$$\xi^2 = \xi^2_{le} + \int_{\xi^1_{le}}^{\xi^1} \frac{U^2}{U^1} \quad (5.19)$$

KANAT YÜZEYİ BASINÇ DEĞERLENDİRMESİ – Genellikle S_2 yaklaşımı, kanadın her iki yüzeyindeki ortalama hızın kararlı olmasını sağlar

$$\begin{aligned} \text{Çark } W &= [g_{11}V^1V^1 + 2g_{13}V^1V^3 + g_{33}V^3V^3 + g^{22}(V_{\theta}r + \omega r^2)^2]^{1/2} \\ \text{Stator } V &= [g_{11}V^1V^1 + 2g_{13}V^1V^3 + g_{33}V^3V^3 + g^{22}(V_{\theta}r)^2]^{1/2} \end{aligned} \quad (5.20)$$

ΔU ; kanadın her iki yüzeyindeki kesin hızlar $V^+ - V^-$ veya bağıl hızlar $W^+ - W^-$ şeklinde ifade etsin. Kanat sayısı sınırlı olduğunda, bu fark kanat tarafından meydana gelen bağıl vorteksin lokal yoğunluğu ile ilişkilidir. S_2 planında, kanat kısmı kesimini $\xi^3 = cnst$, kanadın $\delta \xi^1$ elemanı tarafından meydana gelen bağıl girdap akışı $(\delta S)_3 e^3 = \sqrt{g} \delta \xi^1 \delta \xi^2 e^3$ birincil yüzeyi boyunca S_2 akışı tarafından hesaplanır ve tanımlanır. $\delta \xi^2 = 2\pi/N$ denklemine eşit olmalı ; $N = N_b$ ana kanat bölgesinde ve $N = 2N_b$ ana kanat ve ara kanatçığın bir arada var olduğu yerlerde sağlanmalıdır. ΔU tarafından üretilen sirkülasyon ile bağıl girdapların akışını eşitleyip, Stokes bağıntısını kullanarak ;

$$(\Delta U)_{i,k} = -\frac{2\pi \cos \vartheta}{N \sqrt{g_{11}}} [V_{\theta}r]_{i-1/2,k}^{i+1/2,k} \quad (5.21).$$

yazılabilir.

Burada ν , meridyen düzlemine göre olan kanat kavis çizgisinin lokal açısını ifade eder. (5.20) ve (5.21) denklemleri kanatların her iki yüzeyindeki yüzey hızını hesaplamada kullanılırlar idi. Sonra S_2 yaklaşımındaki basınç dağılımı ile bu durum daha açık hale dönüşür.

5.3. Kanattan Kanada Akış, S_1 Yaklaşımı.

Kanattan kanada akış, kanadın her bölümü için son geometriyi tanımlamak ve basınç dağılımını elde etmek yerine, her eksenel-simetrik akım parçasında sınırlanacak şekilde analiz edilmiştir. Başlangıçta kanadın çevresi, atanmış kalınlık dağılımı ile S_2 yaklaşımında elde edilen eğriden oluşur. Dönüşüm $(m, \theta) \Rightarrow (x^1, x^2)$;

$$\begin{aligned} x^1 &= r_0 \int_{m_0}^m \frac{dm}{r} \\ x^2 &= r_0 (\theta - \theta_0) \end{aligned} \quad (5.22)$$

Böylece kanattan kanada akış, 2-boyutlu kaskad akışa dönüştürülür. Bu sistemde devamlılık denklemi ;

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \left[\frac{\partial}{\partial \xi^1} (\rho \sqrt{g} U^1) + \frac{\partial}{\partial \xi^2} (\rho \sqrt{g} U^2) \right] = 0 \quad (5.23)$$

olur.

Burada U^i çark için bağıl hız W ve stator için kesin hız V 'nin bileşenidir ve ;

$$\sqrt{g} = \frac{D(x^1, x^2)}{D(\xi^1, \xi^2)} \left(\frac{r}{r_0}\right)^2 \tau \quad (5.24).$$

olur.

Burada τ , akımın lokal kalınlığını ifade eder. Akış fonksiyonunu ψ ile ifade göstermek mümkündür ;

$$U^1 = \frac{1}{\rho\sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial \xi^2}$$

$$U^2 = -\frac{1}{\rho\sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial \xi^1} \quad (5.25)$$

Momentum denkleminde, vorteksin aksel-simetrik akışa tanjant durumda olması zorunluluğunu gösterebiliriz. Kanattan kanada akış fonksiyonunu bu durumdan çıkarırsak ; çarkın kanatları etrafındaki izafi hız için ;

$$-\left[\frac{\partial}{\partial \xi^1} \left(\frac{g_{22}}{\rho\sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial \xi^1} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^2} \left(\frac{g_{11}}{\rho\sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial \xi^2} \right) \right] = -\frac{\partial g_{21} W^1}{\partial \xi^1} + \frac{\partial g_{12} W^2}{\partial \xi^2} + 2\sqrt{g} \frac{\omega r}{\tau} \frac{d \log r}{dm} \quad (5.26)$$

yazılabilir.

TERS PROBLEM İÇİN SINIR ŞARTLARI

Akı yoğunluğu : $[\psi]_{\pm} = 0$

$\Gamma_0 df_0$ Ana kanat

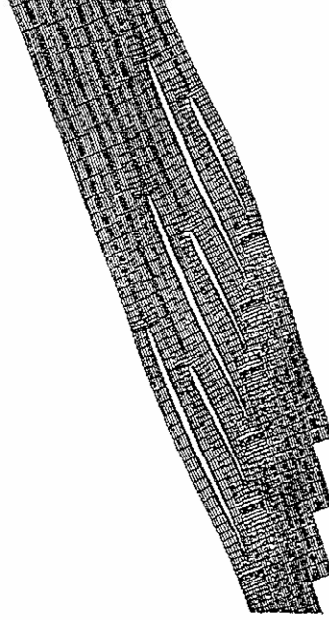
Bağıl girdap : $[W_1 d\xi^1 - \omega r^2 d\theta]_{\pm} =$

$\Gamma_1 df_1$ Ara kanatçık (5.27)

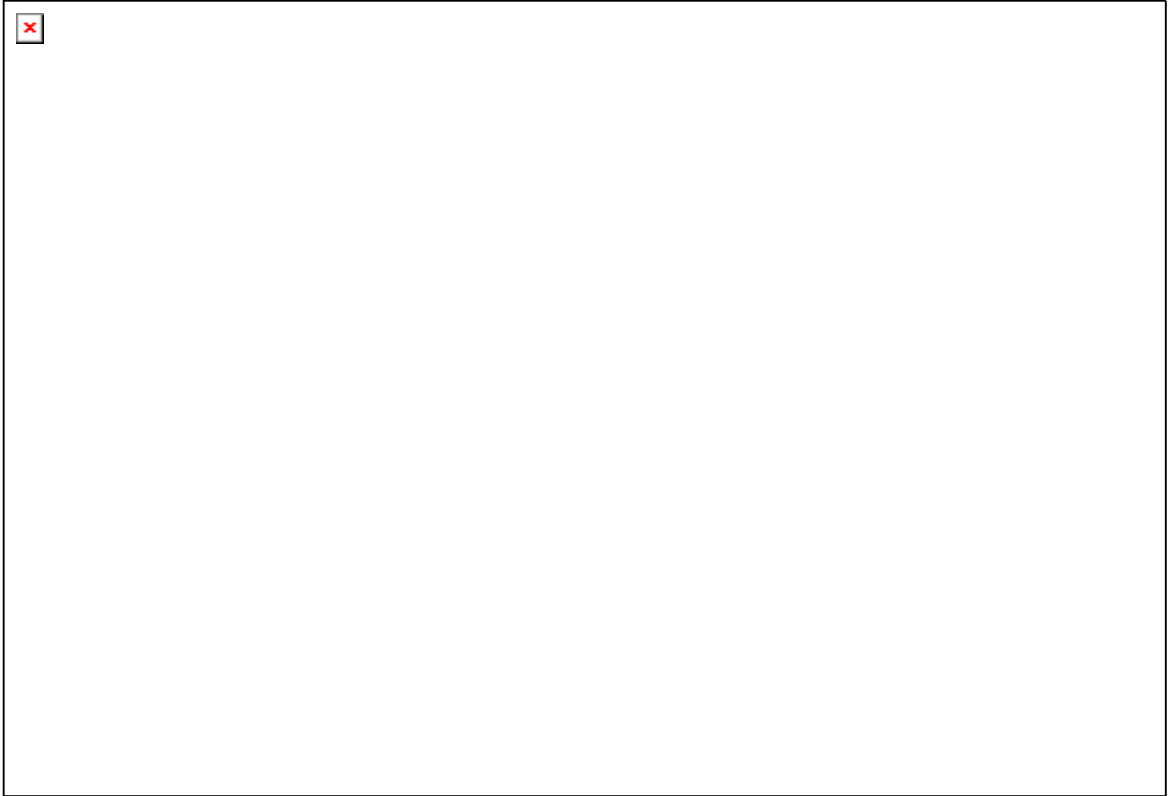
Tersinir problemin çözümü, kanat çevresindeki akı penetrasyonunun tayini için önderlik eder. Eğrinin eğiminin doğrulanması $\delta\vartheta$;

$$\delta\vartheta = 0,5\left[\tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{g}}{\tau} \frac{W^2}{W_1}\right)^+ + \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{g}}{\tau} \frac{W^2}{W_1}\right)^-\right] \quad (5.28)$$

Şekil.5.7. , ara kanatçıklı bir pervanede kanat etrafındaki net işi (ξ^1, ξ^2) gösterir. Şekil.5.8 ise, S_2 ve S_1 yaklaşımları sonucu çarkta oluşacak eğrilerin karşılaştırılmasını göstermektedir. Pompa için, yüklemde kavitasyondan korunmak için faydalanılmaktadır. S_2 ve S_1 yaklaşımlarının hesaplamaları sonucunda değerler birbirine benzerdir ancak eş,özdeş değildir. S_1 için yapılan hesaplamalarda ihtiyaç uyulan şey, kanatların son geometrik şekillerinin belirlenmesidir. Ara kanatçık ve ana kanadın arka kısmı aynı bağıl vorteks dağılımı tarafından gelmiştir. S_2 yaklaşımı bu kanatların eğrilerinin geometrisi için aynı şekilde yaklaşır olaya, S_1 yaklaşımı kanat sayılarının sonlu olacak şekilde değiştirilmesini tayin eder. Basınç dağılımı S_2 'den aynen çıkarılabilir ancak S_1 hesaplamalarına göre bazı farklar görülür. Bunun nedeni (5.20) denkleminin S_2 yaklaşımında ; ana kanat ve ara kanatçık arasında fark olmaksızın, kanattan kanada akış hesaplamasında, kanat elemanları aynı hıza sahip değildir. Aynı bağıl vorteks yoğunluğu için, S_1 yaklaşımı ara kanatçıkta ve ana kanadın arka kısmında aynı basınç yüklemesini vermez.



Şekil.5.7. Kanat etrafında yapılan net iş (T.S. Luu et al.,1992).



Şekil.5.8. S_1 ve S_2 yaklaşımlarından elde edilen akış çizgileri (T.S. Luu et al.,1992).

6. SONUÇ VE TARTIŞMA

Ara kanatçıkların dizaynı yapılmadan önce ara kanatçık uygulamalarının en önemli parametrelerine göz atmak gereklidir. Ara kanatçıklar büyük yüklemelere maruz kalmadan yüklenebilirler. Ayrıca ara kanatçıkların bilinen en önemli özelliği mükemmel akış kontrolü sağlamalarıdır. Türbinli bir makinede kullanılacak ara kanatçık için en önemli başka bir parametre de ara kanatçığın pozisyonu ve ana kanatlar arasındaki yeridir. Burada en iyi sonuçların, ara kanatçıkların iki ana kanadın tam ortasında geometrisinin oluşturulduğunda alındığı görülmüştür.

Bunlara ek olarak ara kanatçık kavis çizgisi, uç kenar pozisyonu ve ara kanatçık zikzak açısı da çok önemlidir. Çünkü bu parametrelerin her biri akış alanına doğrudan etkilidir. Genelde dizayn aşamasında ilk önce ana kanatların sabit olduğu ve ara kanatçıkların onlara göre pozisyonlarının varyasyonlarıyla ilgili çalışmalar yapılır. Daha sonra bu analizler 2-boyutlu durumla ilişkilendirilip ara kanatçıkların kesin pozisyonlarına karar verilir. Daha sonra 3-boyutlu hesaplamalar ve modelleme çalışmaları başlar. Bu çalışma esnasında kanat ucu şekilleri farklı seçenekler denenerek seçilir. Bu parametrelerin performanslarını ölçmek için gerekli kriterler ise basınç oranı ve verimliliklerdir. Bu kriterler kütle akışı ve dönme hızının fonksiyonlarıdır.

Türbinli makinelerdeki ara kanatçık dizaynında, en mükemmel yakın türbin kanatlarının tasarlanmasında, tersinir problem formülasyonunun çıkarılmasına yardımcı olan vorteks dağılımının, bugüne kadar yapılan çalışmalarda fayda sağladığı gözlemlenmiştir. Kanadın her iki tarafındaki (kalınlık dağılımına sadık kalarak) elemanların tasarımını açıklayarak ve kanat geometrisi henüz iyi tanımlanamamışken, elemanların her iki tarafında da bir yoğun akı penetrasyonu empoze edilerek, iyi bir tersinir problem modeli elde edilebilir. Akış penetrasyonunu iptal etmek yerine kavis yüzeyinde iteratif doğrulama yaparsak, kanadın son geometrisini belirleme adına bir kolaylık, öncülük sağlanmış olur.

İlk adımda, kanat sayısı sonsuz düşünülür ise, vorteks dağılımı aksenal-simetrik hale dönüştürülür, böylece akış bölgesi meridyen düzlemde analiz edilebilecek hale getirilebilir.

Devamlılık denklemindeki metrik tensörü modifikasyonlardan geçirek, kanadın kalınlık dağılımının meydana getirdiği akış kanalı sürtünmesi hesaba katılmalıdır. Akış alanındaki tanımlamada meridyen akım fonksiyonu kullanarak, kütle yoğunluğu otomatik olarak tatmin edici seviyeye gelir. Meridyenel hız ile, girdap hareketinin çevresel bileşeninin arasındaki ilişkiden regülasyon denklemi elde edilir. Girdap hareketinin çevresel bileşeninin değeri böylece sağlanır.

Bu adım ; kanadın kavis yüzeyinin yaklaşık olarak çıkarılmasına öncülük eder. Daha sonra sonlu sayıdaki kanatlar devreye girer. Her akım çizgisi için kanattan kanada akım çevresindeki durum tersinir problem için analiz edilir. Momentum denklemi, bağımsız girdapların akım çizgisine tanjant halde olmasını zorunlu kılar. Kanattan kanada akım fonksiyonu için gerekli olan regülasyon denklemi bu durumdan elde edilir. Başlangıçta, kanadın alt ve üst yüzeyleri, ilk başta ataması yapılan kalınlık dağılımında elde edilen kavis çizgisinden yararlanılarak meydana getirilir. Tersinir problemin sınır şartı olduğu kanat yüzeylerinde vorteks dağılımı ve penetre eden akı yoğunluğu üzerinde uygulanır. Bu akının keşfi, kanatların şekil ve geometrilerinin düzeltilip en istenen biçimde tasarımın yapılması için öncülük etmiştir.

7. KAYNAKLAR DİZİNİ

- Bhargava, R.K. and Gopalakrishnan, G., 1978, Optimising Splitter Vane Locations Using the Method of Singularities Presentation Notes, Proc. Of the First International Conference on Centrifugal Compressor Technology, Madras, India.
- Bauer, F., Garabedian, P. and Korn, D., 1972, Supercritical Wings Sections, I New York.
- Bauer, F., Garabedian, P. and Korn, D., 1975, Supercritical Wings Sections, II New York.
- Baysal, K., 1975, Tam Santrifüj Pompalar; Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri, İTÜ Matbaası, Gümüşsuyu, 3 S.
- Fabri, J., 1978, Flow Distribution in a Radial Impeller with Splitter Vanes Notes, Proc. Of the First International Conference on Centrifugal Compressor Technology, Madras, India.
- Fradin, C., 1987, Investigation of the Three Dimensional Flow Near the Exit of two Backswept Transonic Centrifugal Impellers, Proc. Of the 8. Symposium in Air Breathing Engines, p 149-155.
- Gui, L., Gu, C., Chang, H., 1989, Influences of Splitter Blades on the Centrifugal Fan Performances, ASME, p 89-GT-33.
- Horlock, J.H., 1971, On Entropy Production in Adiabatic Flow in Turbomachines, J. Basic Eng. Trans. ASME.
- Kui, L.D. and Jian, J.L., 1988, Calculation of Complete Three-Dimensional Flow in a Centrifugal Rotor with Splitter Blades, ASME, Amsterdam, p 1-7, 88-GT-93.

- Leonard, O., 14-18 May 1990, Subsonic and Transonic Cascade Design Notes, Inverse Method in Airfoil Design for Aeronautical and Turbomachinery Applications, Rhode-Island, Belgium.
- Meauze, G., 1982, An Inverse Time Marching Method for the Definition of Cascade Geometry, J. Eng. Power 104, 656.
- Milliour, V., 1988, 3D Flow Computations in a Centrifugal Compressor with Splitter Blade Including Viscous Effect Simulation, 16. Congress, International Council of Aeronautical Societies, Volume 1, p 842-847.
- Ogawa, T. and Gopalakrishnan, G., 1977, Flow Calculation in a Centrifugal Impeller by the Method of Singularities and its Experimental Verification Conference Notes, Proc. Of the Seventh National Conference on Fluid Power and Fluid Mechanics, Baroda, India.
- Ogawa, T. and Gopalakrishnan, G., 1981, Use of Splitter Vanes in Centrifugal Compressor Impellers, , Proc. Of the 8. Canadian Congress of Applied Mechanics, Monchon, Canada.
- Shouqi, Y., 1997, Advances in Hydraulic Design of Centrifugal Pumps, ASME, Fluid Engineering Division. Summer Meeting, Vancouver, British Col., Canada, p 5-15.
- Tzuoo, K., Hingorani, S. and Sehra, A., 1990, Design Methodology for Splittered Axial Compressor Rotors, ASME, p 90-GT-66.
- Üreyen, İ., 1995, Vorteks Pompalarında Çark Kanatlarına İlave Edilecek Kanatçıklarla Pompa Performansının İyileştirilmesi, Doktora Tezi, Eskişehir.
- Wennerstrom, A., 1974, Design of a Rotor Incorporating Splitter Vanes for a High Pressure Ratio Supersonic Axial Compressor Stage, Aerospace Research Laboratories Report ARL, Wright-Patterson AFB, Dayton, Ohio, p 74-110.

Zanetti, L., 14-18 May 1990, Inverse Methods of 3D Internal Flows Special Speech
Notes, Rhode-Island, Belgium.