

# MERKEZKAÇ KOMPRESÖRDE EMME KENARI TASARIM KRİTERLERİ

**Saim KOÇAK**

Selçuk Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Konya

## ÖZET

Sıkıştırılabilir akışkanla çalışan merkezkaç kompresörde çark tasarımı hakkında genel bir bilgi verilmiş, emme kenarı tasarım kriterleri tanımlanmış, açılar (geliş, ayrılış ve sapma), bağıl dolanım, dönen ayrılma ve Mach sayılarının tasarıma etkileri araştırılmıştır. Emme kenarı minimum bağıl Mach sayısı ile akış açısı arasındaki ilişki incelenmiş ve minimum Mach sayısının akış açısının  $-68^{\circ}$  ile  $-52^{\circ}$  değerleri olduğu görülmüştür. Tasarıma başlarken akış açısındaki 10 derecelik farkın minimum bağıl Mach sayısına etkisinin % 1'den daha az olduğu gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler :** Sıkıştırılabilirlik, Merkezkaç kompresör, Emme kenarı tasarımı

## DESIGN PARAMETERS OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR INDUCER

### ABSTRACT

Design characteristics of centrifugal compressor impellers working with compressible fluids are analyzed, and the design parameters of inducer are defined. The effects of incidence, deviation and deflection angles, relative eddy, rotating stall and Mach number are investigated. The relation between minimum relative Mach number of inducer and flow angle is investigated and it is observed that the minimum Mach number occurs for flow angle values between  $-68^{\circ}$  and  $-52^{\circ}$ . In the design, the effect of a  $10^{\circ}$  difference in flow angle is found to be less than 1 % on minimum relative Mach number.

**Key Words :** Compressibility, Centrifugal compressor, Inducer design

### 1. GİRİŞ

Eckardt (1975), merkezkaç kompresörlerde kritik problemlerden birinin difüzör-çark etkileşmesi olduğunu belirterek, çark ucu çevresel hızının 300 m/s olduğu düşük basınç oranlı kompresör çarkını kanatlı ve kanatsız difüzörle eşleştirerek ölçümler yapmış, çark çıkışında bağıl hız dağılımını deneysel olarak göstermiştir.

Eckardt (1976), yüksek basınç oranı ile 400 m/s çark ucu hızı ile çalışan çarktaki hızları, doğrultuları ve dalgalanma şiddetlerini ölçmüş, çark girişinden

çıkışına kadar beş ölçüm sahasında bağıl hız dağılımını göstermiş ve çark kanalının radyal pozisyonuna kadar potansiyel akış teorisi ile uyum içinde sonuçlar elde etmiştir.

Senoo ve ark. (1979), ses üstü merkezkaç kompresörün çarkını difüzörsüz bir gövdede test etmiş, bulunan sonuçlar bir boyutlu analiz ve yarı üç boyutlu analizle karşılaştırmış, gövdedeki basıncın değişimine, üst yanaktaki akışın etkisini incelemiş, girişteki bağıl hız ses üstü olduğu zaman kanatlar arası kanalda şok dalgalarını gözlemiş, ama çalışma şartları salınım ve kritik akış bölgesinin arasında

olduğu zaman kompresörün verimli bir şekilde çalıştığını bulmuştur.

Adler (1980), merkezkaç kompresörde viskos akış üzerine yapılmış çalışmaları ve bunlardan alınan sonuçları karşılaştırmalı olarak incelemiş, basınç katsayısının değişimini (emme yüzeyinde ile basınç yüzeyinde meridyenel mesafeye göre) viskos üç boyutlu akış çözümü sonuçlarını deneysel sonuçlar ile karşılaştırmış araştırmacılara önceden yapılmış çalışmalarla irdeleyerek, yönlendirmeler yapmıştır.

Hayami ve ark., (1985), yüksek basınç oranlı merkezkaç kompresör çarkını tasarım hızının % 70 hızı ile test etmiştir. Emme kenarındaki akış sahasını lazer hız ölçeri ile (L2FV) ölçmüş, düşük kütle debisinde üst yanaktaki statik basınçta dalgalanmalar, ve emme kenarında ayrılmalar görmüştür. Bunun yanında boğaz ve üst basınç bölgesinde gövdeye çok yakın bölgeler hariç kanatlar yüzeyinde kararlı bir akış gözlemiştir.

Krain (1981), merkezkaç kompresör çarkı üzerinde yaptığı çalışmada, Schodl (1980) tarafından yapılan akış sahası gelişimi için lazer hız ölçeri (L2F) ile yaptığı ölçümleri esas almış, kanatlı ve kanatsız difüzörle eşleşen çarkta iç akış modelinin aynı olduğunu görmüş, çark çıkış bölgesinde yapılan ölçümlerde kanatlı veya kanatsız difüzörün iç akışa bir etkisinin olmadığını gözlemiştir.

Koçak (1996), merkezkaç kompresörün ön tasarım hesaplarını yapmış, çark hesaplarında, çıkış şartlarına güç azlığı faktörünün etkisi ve bağlı Mach sayısı üzerine ise emme kenarı geometrisi ve boğulmuş akışın etkisini araştırmış, kanatlı difüzör ile kanatsız difüzörü karşılaştırılarak, bir ön tasarım prosedürü sunmuştur.

Koçak ve Hamarat (1997), turbo / makinalarda iki boyutlu, sürtünmesiz, kararlı, sıkıştırılabilir ve ses altı akış analizi yapılırken uygulanan bir kayıp modelinin Euler denklemleri ile uyumsuzluğu giderilmiş, bağlı hız, bağlı Mach sayısı ve bağlı akış açısı konturları kompresör çarkı iç akış temel teorisi ile uyum içinde olduğunu göstermiştir.

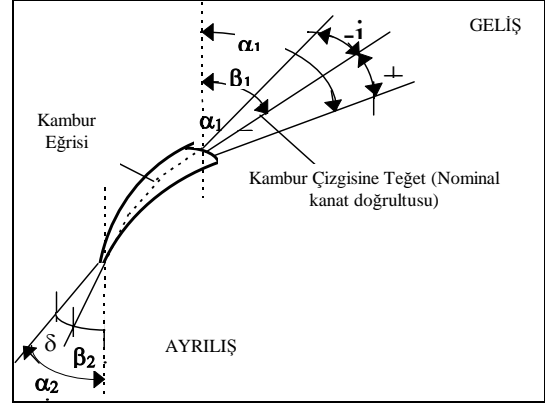
## 2. ÇARK TASARIMI HAKKINDA BİLGİLER

Girişte kanata göre hızın doğrultusu ile kanat dizisi arasındaki açı, giriş akışkan açısıdır ( $\alpha_1$ ). Akışkan açısı ile geometrik kanat açısı ( $\beta_1$ ) arasındaki fark negatif veya pozitif işaretli hücum (geliş) açısıdır ( $i$ ). Çıkışta akışkan açısı ( $\alpha_2$ ) ile kanat açısı ( $\beta_2$ ) farklı

değerlere sahiptir.  $\alpha_2$  ve  $\beta_2$  arasındaki fark ayrılış açısıdır ( $\delta$ ) ve genellikle pozitiftir. Şekil 1'de görüldüğü gibi akışkandaki toplam sapma ( $\varepsilon$ ), girişte akış açısı ile çıkışta akış açısı arasındaki farka eşit olduğundan,

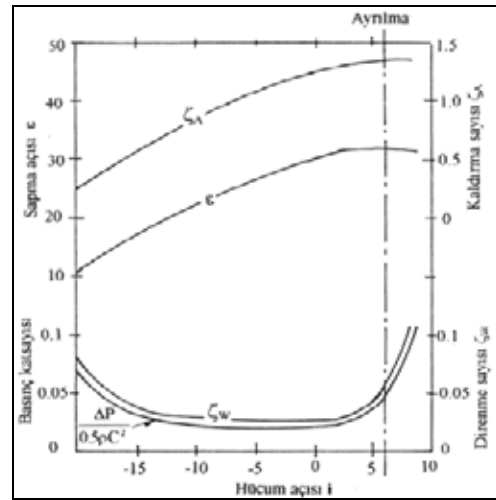
$$\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2 = (\beta_1 \pm i) - (\beta_2 \pm \delta) \quad (1)$$

şeklinde hesaplanır.



Şekil 1. Emme kenarında geliş ve ayrılış açıları

Yapılan deneysel çalışmalar, Şekil 2'de görüldüğü gibi, boyutsuz basınç katsayısı [ $\Delta P / (0.5\rho C^2)$ ], geliş açısı ve direnme sayısı ( $\zeta_w$ )'na göre grafik edildiği zaman  $i = 6$  dereceye kadar direnme sayısında ve basınç katsayısında değişme çok az olmakta ve düşey eksene paralel gitmektedir.  $i > 6$  dan sonra ( $\zeta_w$ ) ve boyutsuz basınç katsayısı hızla yükselmektedir. Sapma açısı, geliş açısı ve kaldırma sayısı grafik edilirse, aynı şekilde  $i = 6$  kadar  $\zeta_a$  ve  $\varepsilon$  yükselme hızla devam ederken,  $i > 6$  dereceden sonra eğri yataylaşmaktadır.

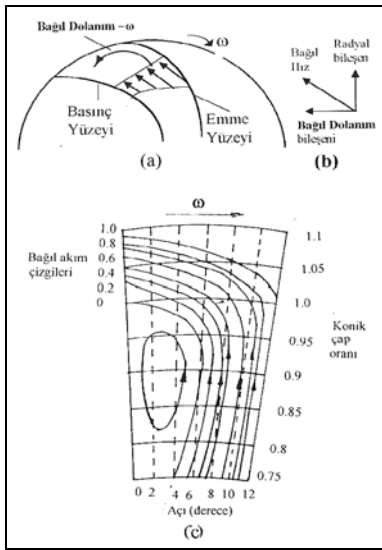


Şekil 2. Bazı akış parametreleri arasındaki değişimler (Shepherd, 1971)

$i > 6$  dereceden sonra akış parametrelerindeki değişme, kanadın alçak basınç yüzeyinde sınır tabakası kopmaları ve düzensiz hava cepleri oluşmasından dolayı çark dönme hızından daha düşük hızla akış dönmesinden kaynaklanmaktadır. Hücum açısının bu değeri, kanat yüzeyinde ayrılmanın başlangıç değeridir. Burada ayrılma bölgesi kanat dizisine göre döndüğü için buna dönen ayrılma da denir. Kütle debisinin azalmasıyla kanat hücum açısı büyüyeceğinden ayrılmalar başlayacaktır. Ayrılmalar önce bir veya birkaç kanatta görülecek bu kanatlardaki akış engellenecek, kanada doğru gelen akışkan parçacıkların sapmasına yol açacaktır. Bu zaten büyük olan hücum açısını diğer kanatlar için iyice büyütecek ve bu kanatlarda da ayrılmalar başlayacaktır.

Şekil 3'de görüldüğü gibi çark  $\omega$  açısal hızıyla döndüğü zaman  $-\omega$  doğrultusunda bir bağıl dolanım meydana gelecektir. Bağıl dolanım hızı kanadın ön tarafında akışın aksi yönde, arka tarafta ise aynı yöndedir. Bundan dolayı toplam bağıl hareketin hızını bulmak için bağıl dolanımın yönüne dikkat edilmelidir. Böylece kanadın ön yüzünde toplam hız daha küçük, basınç daha büyük, kanadın arka yüzünde toplam hız daha büyük, basınç daha düşüktür.

Merkezkaç kompresör çarkının çıkışında ölçümler yapıldığında kanadın ön yüzündeki hızın kanadın arka yüzündeki hızdan daha büyük olduğu görülecektir. Sürtünmeden dolayı emme yüzünde azalan hız en büyük değere kanat kanalının ortasında almaktadır. Çark çıkışında hız dağılımının ikincil akışlardan dolayı bağıl hızı daha yüksek olan

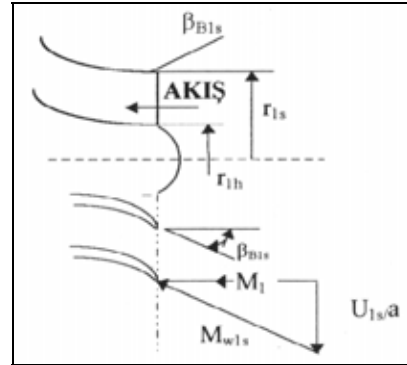


Şekil 3. Radyal kanaldaki bağıl dolanım (Peterman, 1978), (b) Bağıl dolanım hız bileşenleri, (c) Bağıl dolanım oluşumu (Whitfield ve Baines, 1990) akışkan kanat arkasından kanat önüne taşınırken, cidarda yavaşlayan akışı sürükleyerek kanat arkasındaki bölgeye gitmeye zorlayacak, böylece kanadın ön yüzündeki hız kanadın arka yüzündeki hızdan daha büyük olacaktır (Dean ve Senoo, 1960).

### 3. EMME KENARI TASARIMI

Emme kenarı tasarımı yapılması için, akışkanın çarka girişinin uniform olduğu kabul edilerek, giriş durgun basıncı ve sıcaklığı, girişte akışın yönlendirilip yönlendirilmediği ve kütle debisi bilinmesi gerekmektedir.

Emme kenarı tasarımı esnasında iki kavram dikkate alınmalıdır. Birincisi, tasarım noktası (en verimli nokta) göz önünde bulundurulmalı ve gerekli olan kütle debisinin mümkün olabilecek minimum bağıl Mach sayısı  $M_{w1}$  ile çarka girmesi sağlanmalı, ikincisi ise akış sahası salınım ile kritik akış  $M = 1$  olduğu akış arasında olmalıdır.



Şekil 4. Çark emme kenarı hız üçgeni

Şekil 4'de görüldüğü gibi, tasarım için alt yanak yarıçapını ( $r_{1h}$ ), üst yanak yarıçapını ( $r_{1s}$ ) ve üst yanak akış açısını ( $\beta_{1s}$ ) bilmek gerekir. Gerekli minimum kanat dibi yarıçapı ile gerekli olan torku iletmek ve yeterli kanat sayısı ile uygun bir dairesel geçiş bölgesi elde etmektir. Emme kenarına akışın girişi dik olduğundan kanat ucu yarıçapında kanat hızı dolayısıyla bağıl hız en büyük değerini alacaktır. Emme kenarı kanatları genelde tam radyal imal edilir, eğer üst yanak kanat açısını tespit edildiği zaman diğer yarı çapları kolayca bulunabilir.

Emme kenarı üst yarıçapında kanat hızı ( $U_2$ ) dolayısıyla bağıl hız  $W_1$  en büyük değerini alacaktır. Üst yanak yarıçapının azalması ile çevresel hız

azalacak buda bağlı Mach sayısının ( $M_{w1}$ ) azalmasına yol açacaktır. Bundan dolayı akış alanı daha da küçüleceğinden mutlak hız ( $C_1$ ) ve bağlı Mach sayısı artacaktır. Mutlak hızın artması çevresel hızı azalttığından bağlı Mach sayısına önemli bir etkisi vardır.

Çark içerisinde geçen akışkanın açılma momentumunun değişmesiyle tork ve özgül iş transferi,

$$\tau = \dot{m}(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u01}) \quad (2)$$

$$\frac{E}{\dot{m}} = \frac{\tau\omega}{\dot{m}} = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} = h_{02} - h_{01} \quad (3)$$

burada  $\tau$  Tork,  $\dot{m}$  kütle debisi,  $r$  çark yarıçapı,  $C_u$  mutlak hızın teğetsel bileşeni,  $E$  iş,  $U$  çevresel hız,  $h$  entalpi,  $o$  alt indisi akış hızının izentropik olarak sıfıra düşünülmesi durgun hal (stagnation state),  $1$  alt indisi emme kenarı giriş ortalama yarıçapı,  $2$  alt indisi basma kenarı yarıçapıdır. İdeal gas kabulüyle,

$$\frac{\Delta P_o}{\rho} = \Delta h_o = C_p \Delta T_o = C_p (T_{o2} - T_{o1}) \quad (4)$$

$$\frac{T_{o2}}{T_{o1}} = 1 + \frac{k-1}{kRT_{o1}} (\Delta h_o) \quad (5)$$

burada  $T_{o2}/T_{o1}$  durgun sıcaklık oranı,  $P_{o1}/P_{o2}$  durgun basınç oranı,  $k$  izentropik üs,  $R$  gas sabiti  $\rho$  özgül kütle  $C_p = (k-1)R/k$ .

3. denklem 5’de yeri konursa;

$$\frac{T_{o2}}{T_{o1}} = 1 + \frac{k-1}{kRT_{o1}} (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad (6)$$

elde edilir.

$P_{o2}/P_{o1}$  basınç oranının hesaplanabilmesi için, izentropik akış ile gerçek akış arasında entropi kaybına göre (tersinir ve tersinmez prosese göre) verim;

$$\eta = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (7)$$

şeklinde tanımlamamız gerekir. Burada  $\eta$  verim,  $h_{02s}$  çark çıkışında izentropik durgun entalpisidir.

Denklem 5, denklem 7’de yerine konursa;

$$\left[ \frac{P_{o2}}{P_{o1}} \right]^{\frac{k-1}{k}} = 1 + \frac{k-1}{kRT_{o1}} \eta (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad (8)$$

elde edilir. Burada  $\frac{P_{o2}}{P_{o1}}$  durgun basınç oranıdır.

Dixon (1978) ve Van Den Braembushe (1985) tarafından güç azlığı faktörü,

$$\mu = \frac{C_{2u}}{C_{2u\infty}} = 1 - \frac{C_{u2\infty} - C_{u2}}{C_{2u\infty}} \quad (9)$$

şeklinde tanımlanır.

Radyal yönlendirilmiş çarkta, aksiyal doğrultuya göre akışın basma kenarından çıkış açısı  $\beta_2 = 0$  olduğu zaman  $C_{2u\infty} = U_2$  haline gelecek ve dolayısıyla güç azlığı faktörü denklem 9 ile aynı olacaktır. Eğer çıkışta radyal yönlendirilmiş çarkta emme kenarında yönlendirici yoksa  $C_{1u} = 0$  olacaktır.

Denklem 9 yeniden düzenlenirse,

$$\left[ \frac{P_{o2}}{P_{o1}} \right]^{\frac{k-1}{k}} = 1 + (k-1)\eta\mu \left( \frac{U_2}{a_{o1}} \right)^2 \quad (10)$$

elde edilir. Boyutsuz çark hızı,

$$M_u = \frac{U_2}{a_{o1}} = \frac{U_2}{\sqrt{kRT_{o1}}} \quad (11)$$

ve durgun basınç oranı

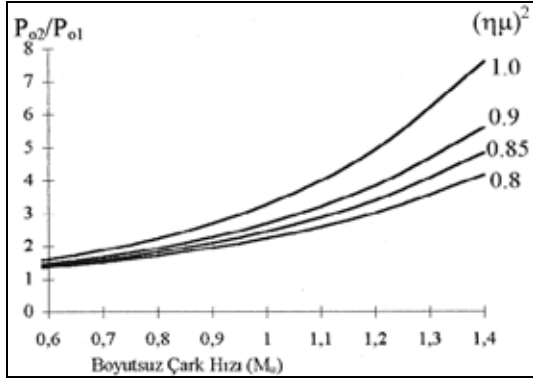
$$P_R = P_{o2} / P_{o1} \quad (13)$$

şeklinde tanımlanır. Denklem 11 ve 12, denklem 10 yerine konursa,

$$\left[ P_R \right]^{\frac{k-1}{k}} = 1 + (k-1)\eta\mu (M_u)^2 \quad (14)$$

elde edilir.

Denklem 11 grafik olarak Şekil 5 de çizilirse  $\eta\mu = 1$  eğrisi basınç oranının ideal sınırınıdır.



Şekil 5. Boyutsuz çark hızının basınç oranına göre değişim

$\eta\mu = (0.85)^2$  kademe veriminin 0.85 ve güç azlığı faktörünün 0.85 olduğu hali temsil eder. Boyutsuz çark hızı bir değerini aştığı zaman, denklem 11 göre üst yanak çevresel hızı giriş durgun sıcaklığından büyük bir değere sahip olacaktır [ $U_2/(T_{01})^{0.5} > 1$ ]. Dolayısıyla boyutsuz çark hızı 1.3 değerini aştığı zaman Öztürk (1997)'deki denklem 7.43'e göre basma kenarı mutlak Mach sayısı ( $M_2$ ) bir sayısal değerini aşacaktır. Bu ise Van Den Braembussche (1985) göre yüksek basınç oranlı ve difüzörü kanatsız merkezkaç kompresörlerde tercih edilmez. Sonuçta çark çıkışında ses üstü akışın emme kenarındaki durgun giriş sıcaklığı ile direkt ilgili olduğu anlaşılır.

Emme kenarı hız üçgeninden,

$$W_{1s}^2 = C_1^2 + U_{1s}^2 = C_1^2 + (\omega r_{1s})^2 \quad (15)$$

elde edilir. Burada s alt indisi emme kenarı üst yanağı göstermektedir. Boyutsuz kütle akış parametresi ;

$$\theta = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} a_{01} \pi r_2^2} = \frac{[\pi(r_{1s}^2 - r_{1h}^2)] \rho_1 C_{1s}}{\rho_{01} a_{01} \pi r_2^2} \quad (16)$$

Burada h alt indisi emme kenarı alt yanağını göstermektedir.  $v = r_{1h}/r_{1s}$  gösterir. Denklem 16  $r_{1s}$ 'ye göre yeniden düzenlenirse,

$$r_{1s}^2 = \frac{\theta r_2^2 \rho_{01} a_{01}}{(1-v^2) \rho_1 C_{1s}} \quad (17)$$

elde edilir ve denklem 16'da eşitliğin her iki tarafı  $a_{1s}^2$ 'ye bölünürse ve  $r_{1s}$ 'ye göre yeniden düzenlenirse,

$$M_{w1s}^2 = M_{1s}^2 + \frac{\theta \omega^2 r_2^2 \rho_{01} a_{01}}{(1-v^2) \rho_1 C_{1s}} \quad (18)$$

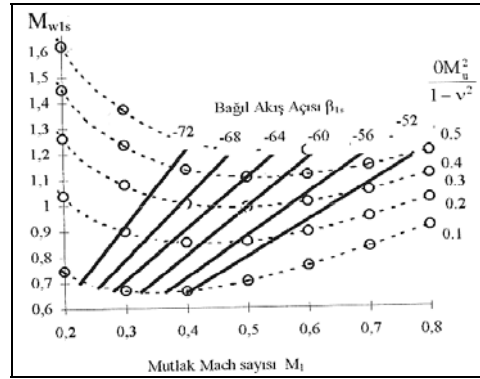
elde edilir.

Denklem 18 in sağ tarafı  $\left(\frac{a_{01}}{a_{1s}}\right)^2$  ve  $\left(\frac{a_{1s}}{a_{1s}}\right)$  ile çarpılır ve işlemler yürütülürse,

$$M_{w1s}^2 = M_{1s}^2 + \frac{M_u \theta}{1-v^2} \frac{1}{M_{1s}} \left[ 1 + \frac{k-1}{2} M_{1s}^2 \right]^{\frac{3k-1}{2(k-1)}} \quad (19)$$

elde edilir.

Denklem 19, bağıl Mach sayısı  $M_{w1}$ ,  $\frac{\theta M_u^2}{1-v^2}$  ve üst yanak açısı  $\beta_{1\sigma}$  göre Şekil 6'da grafik edilirse,  $\frac{\theta M_u^2}{1-v^2}$ 'in özel değerleri için minimum bir bağıl Mach sayısı elde edildiği görülür.



Şekil 6. Bağıl akış açısına bağlı Mach sayısının etkisi

$$M_{1s} = M_{w1s} \cos \beta_{1s} \quad (20)$$

denklem 20 denklem 19'da yerine konur ve  $\frac{\theta M_u^2}{1-v^2}$  ya göre düzenlenirse,

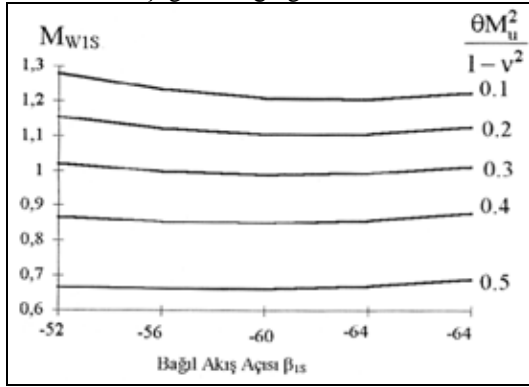
$$\frac{M_u^2 \theta}{1-v^2} = \frac{M_{w1s}^3 \sin^2 \beta_{1s} \cos \beta_{1s}}{\left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{w1s}^2 \cos^2 \beta_{1s} \right)^{\frac{3k-1}{2(k-1)}}} \quad (21)$$

Herhangi bir giriş bağıl Mach sayısı için maksimum kütle akışını sağlamak için denklem 21,  $\beta_{1s}$ 'ye göre türevi alınır ve sonuç sıfıra eşitlenirse,

$$\cos^2 \beta_{1s} = \frac{3 + kM_{w1s}^2}{2M_{w1s}^2 \left\{ 1 - \left[ 1 - \frac{4M_{w1s}^2}{(3 + kM_{w1s}^2)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}} \quad (22)$$

Denklem 22, Şekil 7’de grafik olarak gösterilmiştir. Tasarımcı herhangi bir kütle debisi için denklem 22 ile bir açı seçip giriş bağıl Mach sayısı minimize edebilir. Denklem 22 yalnızca  $M_{w1}$  bağılı olduğundan hesaplama yapmak oldukça kolay hale gelmiştir.

Şekil 6’da,  $\frac{\theta M_u^2}{1-v^2}$  eğrisi yataya yakın ve eğiminin çok az olması bağıl akış açısında 5 derece büyük bir hata yapmanın minimum bağıl Mach sayısında % 1’lik bir artışı getireceği görülür.



Şekil 7. Minimum  $M_{w1s}$  göre bağıl akış açısı  $\beta_{1s}$

Bundan dolayı akış açısı  $\beta_{1s}$  tahminde yapılacak 5-10 derecelik yanlışlık bağıl Mach sayısında  $M_{w1}$ ’de çok büyük bir hata meydana getirmeyecektir.

Örneğin,  $\frac{\theta M_u^2}{(1-v^2)} = 0.1$  için  $\beta_{1s}$ ’in  $-60^\circ$ ’den büyük

bir değerle ( $-60 < \beta_{1s} < -45$ ) tasarıma başlansa, minimum bağıl Mach sayısı değerinde %1’den daha az bir hata getirecektir ( $M_{w1} \cong 0.68$ ). Dolayısıyla denklem 21 de minimum  $M_{w1}$  hesaplamak için yapılmış olan  $\beta_{1s}$  tahminindeki herhangi sapma çok büyük bir yanlışlık getirmeyecektir.

Kanat açısına bu akış açısını transfer etmek için tasarım kütle debisinin hangi hücum açısında ( $i$ ) yapıldığının bilinmesi gerekir. Whitfield ve Baines (1990) (bölüm 5’de) analizini yaptığı gibi en uygun hücum açısı  $-4$  ile  $-6$  arasındadır. Böylece kanat açısı  $\beta_{B1s}$

$$\beta_{B1s} = \beta_{1s} - i \quad (23)$$

olarak elde edilir.

Bağıl akış açısı ve bağıl Mach sayısı tespit edildikten sonra, eğer alt yanak yarıçapı bilirse üst yanak yarıçapı ve emme kenarı alanı süreklilik denklemi kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{m} = \pi(r_{1s}^2 - r_{1h}^2)\rho_1 C_{m1} \quad (24)$$

denklem 24  $\left(\frac{\rho_{01}}{\rho_1}\right)$ ,  $\left(\frac{a_{01}}{a_1}\right)$  ve  $\left(\frac{a_1}{a_1}\right)$  ile çarpılır,

$$\frac{\rho_{01}}{\rho_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{1s}^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (25)$$

$$M_{1s} = M_{w1s} \cos \beta_{1s} \quad (26)$$

denklem 25 ve 26 denklem 24’de yerine konursa,

$$\dot{m} = \frac{\rho_{01} a_{01} \pi (r_{1s}^2 - r_{1h}^2) M_{w1s}^2 \cos \beta_{1s}}{\left\{ 1 + \frac{k-1}{2} M_{w1s}^2 \cos^2 \beta_{1s} \right\}^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad (27)$$

Eğer alt yarıçapı  $r_{1h}$  bilirse üst yanak yarıçapı  $r_{1s}$  denklem 27 ile hesaplanabilir.

Bağıl Mach sayısı emme kenarı tasarımı için önemlidir. Buna ilave olarak, ayrışık ile kritik akış hali ( $M = 1$ , veya  $\dot{m} = \dot{m}_{\max}$  olduğu hal) arasında akış gerçekleşmelidir. Kanatsız bir difüzöre sahip bir kompresörde kritik akış, emme kenarı boğaz alanı ile (iki kanat arasındaki kanalda minimum akış alan) kontrol edilir. Kanatlı difüzörde ise kritik akış hali, difüzörün boğaz alanı ile kontrol edilir. İzentropik akış hali için kritik akış şartları, emme kenarı girişi ile emme kenarı boğazı arasında yapılabilir.

Boğaz alanı, iki kanat arasındaki kanalda minimum akış alanı olduğu için, gerçek akış alanını sınır tabakası oluşumunu dikkate alan daralma faktörü hesaplara katılmalıdır. Conner (1984) yaptığı çalışmada en uygun daralma faktörünün 0.97 olduğunu açıkladığından boğaz alanı  $A_{bg} = (0.97)(\text{geometrik alan})$  olarak hesaplanabilir.

Emme kenarı girişi ile boğaz arasında süreklilik denklemi,

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 W_1 \cos \beta_{1s} = \rho_{bg} A_{bg} W_{bg} \quad (28)$$

Boğaz alanı ile giriş arasındaki yarıçap farkı ihmal edilebilecek seviyede olduğundan, isentropik akış

bağlı durgun sıcaklığı sabit kalacaktır. Bağlı durgun sıcaklığı

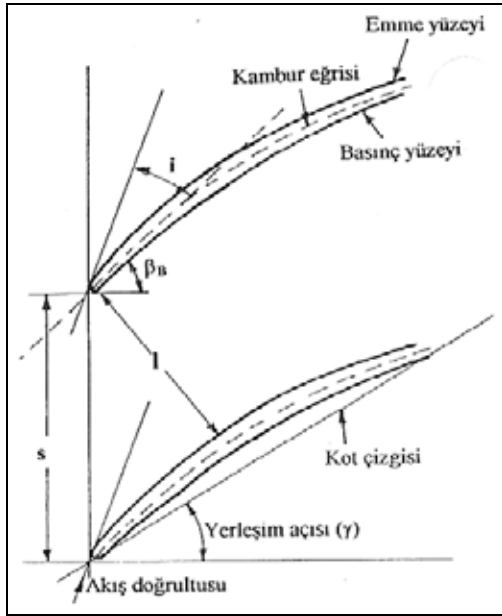
$$\frac{T_{01}}{T_1} = 1 + \frac{k-1}{2} M_{w1}^2 \quad (29)$$

şeklinde yazılabilir.

Denklem 29, denklem 28 yerine konur ve düzenlenirse,

$$\frac{M_{w1} A_1 \cos \beta_1}{\left\{ 1 + \frac{k-1}{2} M_{w1}^2 \right\}^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} = \frac{M_{wb\bar{g}} A_{b\bar{g}}}{\left\{ 1 + \frac{k-1}{2} M_{wb\bar{g}}^2 \right\}^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad (30)$$

elde edilir. Burada  $b\bar{g}$  alt indisi, boğaz kesitindeki akış şartlarını göstermektedir.

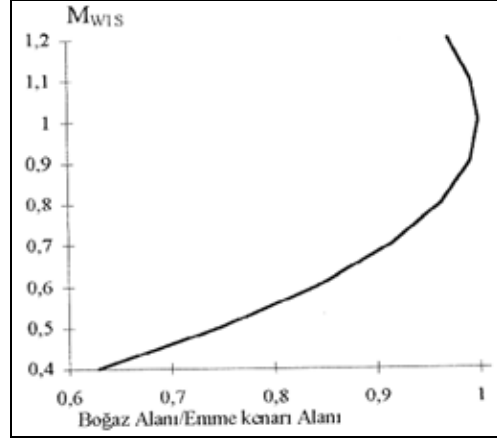


Şekil 8. Emme kenarı geometrisi

Şekil 8'deki kanat geometrisine göre, eğer kanat yüksekliği sabit ise  $A_{b\bar{g}} = 1$  ve  $A_1 = s$  şeklinde yazılabilir. Emme kenarı şekli kanat şekli olmadığı zaman ve  $l = s \cos \beta_{B1}$  yaklaşımı kullanılabilir. Burada  $\beta_{B1}$  ortalama çaptaki kanat açısıdır.

Kanat girişi ile boğaz pozisyonu arasındaki eğrinin önemli ise, bu yaklaşım yetersizdir. Şekil 9'dan kritik akıştaki bağlı Mach sayısı boğaz alanının giriş alanının azalması ile azalmaktadır. Kritik akış gerçekleşmesi boğaz alanının artması ile artmaktadır. Bu ise herhangi bir giriş kanat açısı için yerleşim açısı ( $\gamma$ )'nin azalmasını getirecektir. Osborne ve ark., (1975)'de yapmış olduğu çalışmada  $60^\circ$ 'den daha büyük yerleşim açısının akışı hızlandıracak aşırı bir kanat daralması sonucu

yüksek  $M_{w1}$  de emme kenarı tasarımının zor olacağı sonucunu görmüştür.



Şekil 9. Kritik akış için emme kenarı bağlı Mach sayısı

$M = 1$  olduğu zaman  $\dot{m} = \dot{m}_{\max}$  olduğundan, kritik kesitteki kütle debisi

$$\dot{m}^* = \dot{m}_{\max} = A_{b\bar{g}} a_{01} \rho_{01} \frac{\rho^*}{\rho_{01}} \left( \frac{T^*}{T_{01}} \right)^{1/2} \quad (31)$$

Emme kenarında yönlendirme yapılmadığı ve izentropik akış olduğu kabul edilerek denklem (31)

$$\dot{m}_{\max} = A_{b\bar{g}} a_{01} \rho_{01} \left[ \frac{2}{k+1} \left( 1 + \frac{k-1}{2} \frac{U_1^2}{a_{01}^2} \right) \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (32)$$

haline gelir. Denklem 32'nin girişteki çevresel hıza bağlı olduğu görülür. Çevresel hız arttıkça kompresöre giren kütle debisi artacaktır. Maksimum kütle debisi için çözüm  $M_u$  bilinmesi gerekir.  $M_u$  çark çıkış hızına bağlı olduğundan dolayısıyla  $M_2$ 'nde bilinmesi gerekir.

Yukarıda anlatılan emme kenarı tasarım kriterleri için Siemens-Nixford Pentium Pro 200 bilgisayarda Fortran 77 dilinde hazırlanan programdan elde edilen sonuçlar Microsoft Excel kullanılarak grafik haline getirilmiş ve boyutsuz parametrelerine göre elde edilen eğriler yorumlanmıştır.

## 4. SONUÇ

Denklem 10 ve şekil 6'da basınç oranı sabit tutularak  $(\eta\mu)^2 = 0.85$  ve  $M_u = 1.3$  değerlerini aldığı zaman  $M_2 = 1$  değerini alacaktır. Bu da akışın karakterinin ses altı, kritik ve ses altı olmasını giriş durgun sıcaklığının belirlendiği göstermiştir.

Yönteminin Analizi, Çukurova Üniv., Müh.-Mim. Fak. Dergisi, Adana (12) 1, 125-137.

Tasarımın en verimli noktada yapılabilmesi için emme kenarı Mach sayısının minimum yapılması gerekir. Denklem 21 de emme kenarı üst yanak açısı seçiminde yapılmış 5 ile 10 derecelik sapmanın  $M_{w1}$  üzerine etkisi %1'den daha düşük olması, üst yanak açısının seçiminde 10 dereceyi geçmeyecek bir hatanın  $M_{w1}$  üzerine etkisi çok büyük olmayacağı görülmüştür.

Denklem 22 de akış açıları için yapılan iterasyon denklem 21 de yerine konularak çizilen Şekil 5'de minimum Mach sayısının akış açısının -56 ile -68 arasında olduğu bulunmuştur.

Kanatın kambur eğrisinin önemli olduğu durumlarda yerleşim açısının 60 dereceden büyük olduğu zaman daralmalardan dolayı yüksek bağıl Mach sayılarının elde edileceği gösterilmiştir.

## 5. KAYNAKLAR

Adler, D. 1980. Status of Centrifugal Impeller Internal Aerodynamics, Part 2: Experiments and Influence of Viscosity, Trans. of ASME Jour. Of Eng. For Power, 102, 739-748.

Conner, W., A. 1984. "Design and off-design Performance of Some Prediction of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor", **VKI lecture series** 07.

Dean, R. C., Senoo, Y. 1960. Rotating Wakes in Vaneless Diffusers Trans., ASME, Journal of Basic Eng., 563-74.

Dixon, S. L. 1978. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Pergamon.

Eckardt, D. 1975. Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller, Trans. ASME Jour. of Engineering for Power, 337-346.

Eckardt, D. 1976. Detailed Flow Investigations within a High Speed Compressor Impeller, Trans. ASME, Journal of Fluids Eng., 390-402.

Hayami, H., Senoo, Y., Ueki, H. 1985. Flow in the Inducer of a Centrifugal Compressor Measured With a Laser Velocimeter. Trans. ASME Jour. Of Eng. For Gas Turbines and Power. 534-540.

Koçak, S. 1996. Preliminary Design of Centrifugal Compressors, **Energy Week**, Houston.

Koçak, S. ve Hamarat, H. A. 1997. Turbomakinalarda Bir İç Akış Modelleme



Krain, H. 1981. A Study on Centrifugal Impeller and Diffüzer Flow, Trans. of ASME Jour. of Eng. for Power, 103, 668-697.

Osborne, C., Runstadler, P. W., Stacy, W. D. 1975. Aerodynamic and Mechanical Design of an 8 : 1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor. NASA CR-134782.

Öztürk, E. 1997. Türbomakinalarda Akış, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Peterman, H. 1978. Akım Makinaları, Matbaa Tek. Basımevi, İstanbul.

Schodl, R. 1980. "A Laser-Two Focus (L2F) Velocimeter for Automatic Flow Vector Measurements in the Rotating Components of Turbomachines", **ASME paper, in Measurement Methods in Rotating Components of Turbomachinery**, 139-147.

Senoo, Y., Hayami, H., Kinoshita, Y., Yamasaki, H. 1979. Experimental Study on Flow in a Supersonic Centrifugal Impeller, Trans. of ASME Jour. of Eng. for Power, 101, 32-41.

Shepherd, D. G. 1971. Principles of Turbomachinery, The Macmillan Co.

Van Den Braembussche, R. 1985. Design and Optimisation of Centrifugal Compressors. Ucer A. S., Stow P., Hirsch, C. L., **Thermodynamics and Fluid Mechanics of Turbomachinery**. Martinus Nijhoff.

Whitfield, A., Baines, N. C. 1990. Design of Radial Turbomachines Longman Scientific and Technical, Newyork.