

## SANTRİFÜJ KOMPRESÖR ÇARKININ ÖN TASARIMI

Saim KOÇAK

S. Ü. Mühendislik - Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, Kampüs Konya

### ÖZET

Santrifüj kompresörü çarkında ön tasarımın yapılabilmesi için özgül enerji, devir sayısı ve kütleli debi parametrelerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu parametreler kullanılarak yapılan tasarımda ikincil akışların etkisi gibi deneysel çalışmalar ile bulunan sonuçlar dikkate alınır. Sınırlamalar ile birlikte güç azlığı faktörü ve iş girdi katsayısına göre düzenlenen hesaplama metodunda boyutsuz parametreler geliştirilmiş ve basınç kenarı çapı bulunmuştur. Emme kenarı üst çapı ile basınç kenarı çap oranını kullanarak emme kenarı üst yanak ve alt yanak çapları hesaplanmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Santrifüj kompresör, çark, ön tasarım, emme kenarı, basınç kenarı

### PRELIMINARY DESIGN OF IMPELLER OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR

#### ABSTRACT

It is essential to know that of specific energy, speed of rotation and mass flow rate in order to do a preliminary design of the impeller of centrifugal compressor. A design, in which these parameters are to be used, some experimental studies such as secondary flow should be taken in consideration. In these study, various non-dimensional parameters are determined and impeller discharge diameter are proposed by using work reduction and work input coefficient in the operation range. Inducer tip and hub diameters are also calculated in relation with the ratio between inducer tip diameter and discharge diameter.

**Key Words:** Centrifugal compressor, impeller, preliminary design, inducer, discharge

#### 1.GİRİŞ

Deneysel çalışmada santrifüj kompresör ve pompa çarkından difüzöre boşalan akışın asimetric olduğunu görülmüştür. Geliştirilen jet-wake modeli çark çıkışındaki bölgede akışın teorik ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılabilmesine imkan sağlamıştır [1].

Santrifüj kompresör ve pompalarda kullanılan kanatsız difüzördeki kayıpları analiz edilmiş, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve bu sonuçları dikkate alarak tasarım için bazı kriterler geliştirilmiştir [2].

Kanatları geriye yönlendirilmiş çarklar için maksimum verimin özgül hızın 0.705 ile 1.018 değerleri arasında olabileceğini teorik olarak gösterilmiştir [3].

Santrifüj kompresör ve radyal türbindeki akış için genel bir tasarım prosedürü geliştirilmiştir. Çarkta ideal akıştan gerçek akışa geçmek için entalpi kayıplarını dikkate alan bir kayıp katsayısı tanımlanmıştır. Bu kayıp katsayısını boyutsuz kütle akış parametresinin sağ tarafına bir çarpan olarak getirilmiştir [4].

Santrifüj kompresör ve radyal türbinin kullanıldığı turboşarj gibi uygulamaları için tasarım noktası hesaplarından sonra, tasarım dışı çalışma şartları için entropi kaybı tahmini üzerine kurulan bir tasarım prosedürü sunulmuştur. Türbin performans eğrileri üzerinde motor hızlarını göstererek uygun çalışma şartlarını tespit edilmiştir [5].

Çark kanadının geriye yatıklaştırılmasının artırılması ile optimum özgül hızın artırıldığı ve herhangi bir basınç kenarı kanat açısında Mach sayısının artırılmasıyla optimum özgül hızın azaldığı gösterilmiştir [6].

Yüksek basınç oranlı santrifüj kompresör çarkını tasarım hızının %70 hızı ile test edilmiştir. Emme kenarındaki akış sahasını lazer hız ölçeri (L2FV) ölçülmüş, düşük kütleli debinde üst yanaktaki statik basınçta dalgalanmaları, ve emme kenarında dönen ayrılmaları gösterilmiştir. Boğaz ve üst basınç bölgesinde gövdeye çok yakın bölgeler hariç kanatlar yüzeyinde kararlı bir akış gözlenilmiştir [7].

Santrifüj kompresör çarkında emme kenarında geliş, ayrılış ve sapma açılarının, bağıl dolanımın, dönen ayrılmanın ve Mach sayılarının tasarıma etkilerini araştırılmış, minimum Mach sayısının akış açısının  $-68^{\circ}$  ile  $52^{\circ}$  değerleri arasında olduğunu tespit edilmiştir [8].

Bu çalışmada, santrifüj kompresör çarkı emme kenarının ve basınç kenarının tasarımını yapabilmek için önceki çalışmalarda bulunan kriterlerde dikkate alınarak boyutsuz sayılara bağlı bir tasarım prosedürü geliştirildi.

## 2.ÇARK TASARIM KRİTERLERİ

1. Emme Kenarı Kanat Ucu Açısı  $-52$  ile  $-68$  arasında olmalıdır [8].
2. Birim net akış giriş alanı başına maksimum kütle debisi ve küçük sürtünme kayıpları için rotor girişinde en uygun eksenel hız,  $150$  m/s civarındadır. Kanat kalınlığına bağlı olarak daralmanın önlenmesi için emme kenarı üst yanak yarıçapında ( $r_{1s}$ ),  $\beta_{1s} < 70$  olmalıdır [9].

3.  $\frac{b_2}{r_2}$  oranı sızıntı ve sürtünme kayıpları dikkate alındığında  $0.05$  değerinden büyük olmalıdır. Burada  $b_2$  basınç kenarı kanat genişliği,  $r_2$  basınç kenarı yarıçapıdır.

$\frac{r_{1h}}{r_{1s}}$  oranının çok küçük olması çarkın alt yanaktaki kanat kalınlığına bağlı olarak sınır tabakasının büyük olmasına yol açar. Çok küçük olması ise giriş kesitini küçülteceğinden yüksek giriş hızlarına neden olacağından optimum değer  $0.3$  ile  $0.7$  arasındadır.

Çark çıkış açısı ( $\alpha_2$ )  $65$  ile  $80$  derece arasında olmalıdır. Yüksek değerler kanatlı difüzörlerde yüksek basınç sağlar. Kanatsız difüzörlerde ise yüksek sürtünme kayıpları oluşturur.

$\frac{W_2}{W_1}$  çarkta yavaşlama oranı  $0.6$  civarında olması istenir. Daha küçük değerlerinde çark kanatları yüzeyinde akıştan ayrılmalar gerçekleşir. Burada  $W$  bağıl hızı,  $1$  alt indisi emme kenarını,  $2$  alt indisi basınç kenarını gösterir. [10].

4. Emme kenarı bağıl Mach sayısı birden küçük olmalıdır [11].

5.  $\frac{r_{1s}}{r_2}$  oranı küçüldükçe akış alanı uzar ve sürtünme kayıpları artar. Büyüdükçe meridyenel doğrultu sağlanamaz, yani akışın eksenel yönden radyal yöne geçişi yeterli olmaz. Optimum çap oranı  $0.6$  ile  $0.65$  arasındadır [12]. Burada  $r_{1s}$ , emme kenarı üst yanak yarıçapıdır.

## 3. ÇARKIN BOYUTLANDIRILMASI

Santrifüj kompresör çarkı akışkanın çarka girdiği emme kenarından ve akışın çarktan difüzöre veya direkt salyangoza boşaltıldığı basınç kenarından meydana gelir.

### 3.1 Basınç kenarı parametrelerinin hesabı

Şekil (1)'den basma kenarı teğetsel hız bileşeni

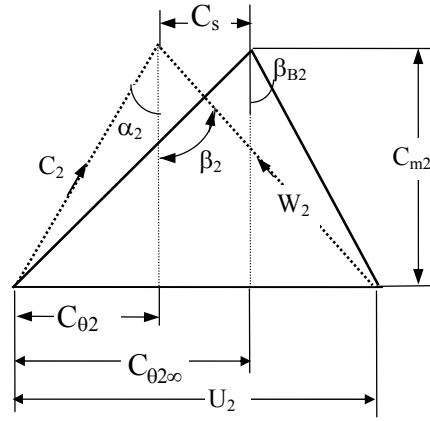
$$C_{02} = \mu U_2 - (U_2 - C_{02\infty}) \quad (1)$$

olarak yazılabilir. Denklem (1) deki güç azlığı faktörü olarak tanımlanan  $\mu$ , Whitfield [11] tarafından,

$$\mu = 1 - \frac{C_s}{U_2} = 1 - \frac{C_{2\infty} - C_{02}}{U_2} \quad (2)$$

olarak tanımlandı. Burada, C mutlak hız,  $\alpha$  mutlak akış açısı,  $\beta$  bağıl akış açısı, U çevresel hız,  $\theta$  alt indisi teğetsel bileşen,  $\infty$  alt indisi sonsuz kanat halini gösterir.

Santrifüj kompresörde verim,



Şekil 1 Geriye yatıklaştırılmış kanatta basınç kenarı hız üçgeni

$$\eta_s = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{C_p T_{01} \left( P_R^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right)}{U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}} \quad (3)$$

şeklinde yazılır. Emme kenarında ön yönlendirme yoksa, yani  $C_{\theta 1}=0$  ise, denklem (3)

$$\frac{U_2}{a_{01}} = \frac{P_R^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1}{\eta_s \lambda (\chi - 1)} \quad (4)$$

haline gelir. İş girdi katsayısı veya iş faktörü olarak tanımlanan bu denklem Rodgers [6] tarafından

$$\lambda = \frac{C_{\theta 2}}{U_2} = \frac{\mu}{1 - \frac{\tan \beta_{B2}}{\tan \alpha_2}} \quad (5)$$

şeklinde tanımlandı. Burada a ses hızını, p basıncı,  $\eta$  verimi, o alt indisi durgun hali,  $\chi$  izentropik üssü, T sıcaklık, h entalpi, R alt indisi durgun basınç oranını göstermektedir.

Denklem (5)

$$\frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} = \lambda \frac{U_2}{a_{01}} \quad (6)$$

şeklinde yazılır ve denklem (4) yeniden düzenlenirse,

$$P_R = \left[ \eta_s \left( \frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad (7)$$

olarak çark durma basınç oranı elde edilir. Şekil 1'den

$$\frac{C_2}{a_{01}} = \frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} \frac{1}{\sin \alpha_2} \quad (8)$$

yazılabilir ve durma sıcaklık oranına göre,

$$\frac{C_2}{a_{02}} = \frac{C_2}{a_{01}} \left( \frac{T_{01}}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

şeklinde düzenlenebilir.

Basınç kenarı adiabatik enerji denklemi,  $a_{02}$  ye göre düzenlenirse,

$$M_2 = \frac{C_2}{a_{02}} \left( \frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

elde edilir. Basınç kenarı çevresel hızı

$$\frac{U_2}{a_2} = \frac{U_2}{a_{02}} \left( \frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

olarak boyutsuz formda elde edilir.

Mutlak hızın teğetsel bileşeni,

$$\frac{C_{\theta 2}}{a_2} = \frac{C_{\theta 2}}{a_2} \frac{a_{01}}{a_{01}} = \frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} \left( \frac{T_{01}}{T_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

olarak edilir. Denklem (19)

$$\frac{C_{\theta 2}}{a_2} = \frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} \left( \frac{T_{02}}{T_2} \frac{T_{01}}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

şeklinde düzenlenebilir. Şekil 1'deki teğetsel hız bileşenleri boyutsuz formda

$$\frac{W_{\theta 2}}{a_2} = \frac{C_{\theta 2}}{a_2} - \frac{U_2}{a_2} \quad (14)$$

şeklinde yazılabilir. Meridyenel doğrultudaki hız bileşeni

$$\frac{C_{m2}}{a_2} = M_2 \cos \alpha_2 \quad (15)$$

veya

$$\frac{C_{m2}}{a_{01}} = \frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} \frac{1}{\tan \alpha_2} \quad (16)$$

şeklinde boyutsuz formda yazılırsa, basınç kenarı bağıl Mach sayısı

$$M_{b2}^2 = \left( \frac{W_{\theta 2}}{a_2} \right)^2 + \left( \frac{C_{m2}}{a_2} \right)^2 \quad (17)$$

ve bağıl Mach sayısı

$$\frac{W_2}{a_{01}} = M_{b2} \left( \frac{T_{02}}{T_{01}} \frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

olarak yazılabilir. Burada, m alt indisi meridyenel doğrultuyu, b alt indisi bağıl hali gösterir. Böylece basınç kenarı bağıl hızın teğetsel doğrultu ile yaptığı açı,

$$\beta_2 = \text{Arctan} \left( \frac{W_{\theta 2} / a_2}{C_{m2} / a_2} \right) \quad (19)$$

şeklinde hesaplanabilir.

### 3.2 Emme kenarı parametrelerinin hesabı

Emme kenarı çevresel hızı boyutsuz formda

$$\frac{U_1}{a_{01}} = \frac{U_2}{a_{01}} \frac{r_{1s}}{r_2} \quad (20)$$

ve Şekil 2'den

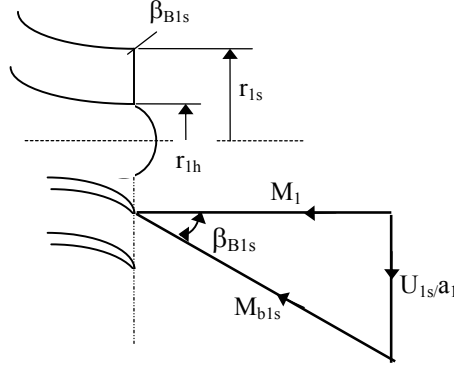
$$\frac{W_{\theta 1}}{a_{01}} = - \frac{U_1}{a_{01}} \quad (21)$$

$$\frac{C_1}{a_{01}} = \frac{W_{\theta 1}}{a_{01}} \frac{1}{\tan \beta_{1s}} \quad (22)$$

şeklinde yazılabilir. Emme kenarı mutlak Mach sayısı

$$M_1 = \frac{C_1}{a_{01}} \left[ 1 - \frac{(\gamma-1)}{2} \left( \frac{C_1}{a_{01}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (23)$$

ve emme kenarı bağıl Mach sayısı şekil 2'den,



Şekil 2 Emme kenarı hız üçgeni

$$M_{b1} = \frac{M_1}{\cos \beta_{1s}} \quad (24)$$

$$\frac{W_{1s}}{a_{01}} = \left[ \left( \frac{W_{\theta 1}}{a_{01}} \right)^2 + \left( \frac{C_1}{a_{01}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

şeklinde hesaplanır.

### 3.3 Boyutsuz parametreler ve çark boyutunun bulunması

Düşü katsayısı;

$$\psi = 2\lambda \eta_s \quad (26)$$

Akış katsayısı;

$$\phi = \frac{\rho_1}{\rho_{01}} \left( \frac{r_{1s}}{r_2} \right)^2 (1 - v^2) \frac{C_1}{a_{01}} \frac{a_{01}}{U_2} \quad (27)$$

Boyutsuz kütle akış parametresi;

$$\theta = \phi \frac{U_2}{a_{01}} \quad (28)$$

$$\frac{b_2}{r_2} = \frac{\theta}{2 \frac{\rho_2}{\rho_{01}} \frac{C_{m2}}{a_{01}}} \quad (29)$$

Özgül hız;

$$N_s = \frac{(\pi\phi)^{1/2}}{(\psi/2)^{3/4}} \quad (30)$$

Basınç kenarı alanı;

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\theta\rho_{01}a_{01}} \quad (31)$$

Basınç kenarı yarıçapı;

$$r_2 = \left( \frac{A_2}{\pi} \right)^{1/2} \quad (32)$$

#### 4. SONUÇ

Santrifüj kompresörde çarkı tasarımı yapılırken kütle debisi ( $\dot{m}$ ), devir sayısı (N) ve özgül enerjinin bilinmesi ön tasarım hesapları için zorunludur. Geriye yatıklaştırılmış kanat tipinde güç azlığı faktörü dikkate alınarak basınç kenarı teorisine göre yapılan hesaplamalar teğetsel hız bileşeninden gerçek teğetsel hız bileşeni bulunur. İş girdi katsayısı, basınç oranı ve dolayısıyla izentropik verim bulunur. Adiyabatik enerji denkleminde bağlı olarak basınç kenarı bağıl ve mutlak Mach sayıları bulunabilir ve basınç kenarını boyutlandırmak için bağıl Mach sayısı ve kanat açısı hesaplanır. Verilen tasarım çap oranına göre emme kenarının boyutlandırılması yapılarak ön tasarım hesapları bitirilir.

Boyutsuzlaştırılmış akış ve tasarım parametreleri üzerine kurulu bir ön tasarım prosedürü geliştirilmiştir. Bu metod santrifüj kompresörlerde kritik ve çalkantı çalışma şartları arasında yani tasarım dışı çalışma şartları için hazırlanacak bir bilgisayar destekli hesaplamalara esas teşkil edebilir.

#### KAYNAKLAR

1. Dean, R. C., Senoo, Y., "Rotating Wakes in Vaneless Diffusers", Trans. of ASME, Jour. of Basic Eng. ,563-574,1960.
2. Johnston, J.P., Dean, R.C., "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressor and Pumps" Trans of ASME, Jour. of Eng. for Power, 49-62,1966.
3. Galvas M. R., "Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed.",NASA TN D 6729, (1972).
4. Whitfield A., ve N.C. Baines, "A General Computer Solution for Radial and Mixed Flow Turbomachines Performance Prediction", Int. J. Mech., Sci. Vol.18, pp 179-184, Pergamon Press 1976, London.
5. Baines N.C., ve F.J. Wallace " Computer Aided Design of Mixed Flow Turbines for Turbocharges" J. Eng. for Power, ASME, Vol 101, July 1979
6. Rodgers C., "A diffusion factor correlation for centrifugal impeller stalling." ASME paper 78-GT-61, 1978.
7. Hayami, H., Senoo, Y., ve Ueki, H., "Flow in the Inducer of a Centrifugal Compressor Measured With a Laser Velocimeter." Trans.ASME Jour. Of Eng. For Gas Turbines and Power. pp 534-540, 1985.
8. Koçak S., "Santrifüj kompresöründe emme kenarı tasarım kriterleri", Pamukkale Üniversitesi Müh. Fak. Dergisi, Cilt 4, Sayı 3, sayfa 709-716, 1998.
9. Braembussche, R.A. VanDen, "Design and Optimisation of Centrifugal Compressors, von Karman Institute, CN 141/tu, 1990.
10. Öztürk, E. "Türbin Motorlarının Aerotermodinamiği ve Mekaniği",Birsen Yayınevi, İstanbul, 1997.
11. Whitfield A.,N.C. Baines, "Design of radial turbomachines" Longman Scientific Technical, Newyork, 1990.
12. Wilson D.G. "The design of High-Efficiency Turbomachines and Gas Turbines",The MIT Press, Cambridge, 1984.