

RADYAL AKIŞLI BİR POMPA ÇARKI TASARIMI VE İMALATI

Ergün KORKMAZ*

Özet

Rotadinamik pompalar dönen bir çark vasıtasıyla akışkana sürekli olarak enerji veren makinalardır. Bu tip pompalarda, akışkanın hızını ve basıncını arttırmak için çarklar kullanılır. Çarklar; demir, çelik, bronz, pirinç, alüminyum veya plastik gibi değişik malzemelerden yapılırlar. Çark tasarımında pompa performansını etkileyen çok sayıda parametre vardır. Bu çalışmada; radyal akışlı bir pompa çarkı tasarımı ve imalatı için sistematik bir yaklaşım sunulmuş, tasarım ve imalat aşamalarında dikkat edilmesi gereken hususlar ortaya konulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Pompa çarkı, Özgül hız, Tasarım ve imalat

DESIGN AND MANUFACTURING OF AN IMPELLER WITH RADIAL FLOW

Abstract

Rotodynamic pumps are machines in which energy is continuously given to the fluid by means of a rotating impeller. In this type of pump, an impeller is used to increase the fluid pressure and velocity. Impellers are made from different materials, such as iron, steel, bronze, brass, aluminum or plastic. There are a lot of parameters that affect the pump performance in impeller design. In this study, a systematic approach is presented for the design and manufacturing of an impeller with radial flow. Issues that need to be considered during the design and manufacturing process are revealed.

Key Words: Pump impeller, Specific speed, Design and manufacturing

Semboller

b_1	Çark giriş kanat genişliği (mm)
b_2	Çark çıkış kanat genişliği (mm)
C	Mutlak hız (m/s)
C_0	Çark giriş ağzı hızı (m/s)
C_1	Giriş mutlak hızı (m/s)
C_u	Mutlak hızın teğetsel bileşeni (m/s)
C_m	Mutlak hızın düşey (meridyenel) bileşeni (m/s)
$C_{u2\infty}$	Sonsuz kanat hali için (teorik) teğetsel hız (m/s)
d_g	Göbek çapı (mm)
d_m	Mil çapı (mm)
D_0	Çark giriş ağzı çapı (mm)
D_1	Çark giriş ortalama çapı (mm)
D_{1d}	Kanat giriş dış çapı (mm)
D_{1i}	Kanat giriş iç çapı (mm)
D_2	Çark çıkış çapı (mm)
D_e	Emme borusu çapı (mm)

* Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 32260, Isparta
E-posta: ergunkorkmaz@sdu.edu.tr

e	Kanat kalınlığı (mm)
H_m	Basma yüksekliği (m)
H_{m1}	Tek kademe için basma yüksekliği (m)
i	Kademe sayısı
K	Sapma katsayısı
k_{cm}	Hız katsayısı
M	Pompa milinin ileteceği moment (kgm)
n	Devir sayısı (d/d)
n_s	Özgül hız (d/d)
n_{s1}	Bir kademe için özgül hız (d/d)
P_e	Efektif güç, mil gücü (W)
Q_T	Toplam debi (m^3/s)
Q_k	Kaçak debi (m^3/s)
U_1	Giriş çevresel hızı (m/s)
U_2	Çıkış çevresel hızı (m/s)
V_e	Emme hattı hızı (m/s)
Z	Kanat sayısı
α	Çevresel hız ile mutlak hız arasındaki açı ($^\circ$), emniyet katsayısı
β	Çevresel hız ile bağıl hız arasındaki açı ($^\circ$)
β_{1k}	Kanat giriş açısı ($^\circ$)
β_{2k}	Kanat çıkış açısı ($^\circ$)
$\beta_{2\infty}$	Sonsuz kanat durumu için kanat çıkış açısı ($^\circ$)
η_g	Genel verim (%)
η_h	Hidrolik verim (%)
η_k	Kaçak (volumetrik) verim (%)
λ_1	Giriş daralma katsayısı
λ_2	Çıkış daralma katsayısı
σ_s	Schulz katsayısı
τ_{em}	Mil malzemesinin emniyetli kayma gerilmesi (kg/cm^2)
ω	Açısal hız (rad/s)
ψ	Basınç katsayısı

1. Giriş

Pompalar, sıvıları bir hat boyunca taşıyan ve bu işlemi akışkana enerji vermek suretiyle gerçekleştiren makinalardır. Pompa organları arasında en önemli parçalardan birisi pompa çarkıdır ve çark içerisinde eksenel, radyal veya karışık akış söz konusu olabilir. Akışkanın 90° yön değiştirmesi gereken proseslerde radyal akışlı pompalar kullanılmaktadır. Radyal akışlı pompalarda özgül hız nispeten düşük seviyelerdedir. Düşük özgül hızlı pompalarda pompa verimlerinin de düşük olduğu bilinmektedir. Pompa çarkları açık, yarı açık ve kapalı olmak üzere değişik şekillerde tasarlanırlar.

Europump ve Hidrolik Enstitüsü verilerine göre dünyada tüketilen elektrik enerjisinin %20'ye yakın bir kısmı pompa sistemlerinde kullanılmakta ve bu oran bazı endüstrilerde %25-50 dolaylarına çıkmaktadır. İyi bir sistem dizaynı ve uygun pompa kullanılarak pompaların tükettiği enerjinin %30'a kadar azaltılabileceğini söylemek mümkündür (Energy, 2014a; Europump, 2014). Bir tesiste işletme maliyetleri içerisindeki en önemli girdilerden birisi de enerji maliyetleridir. Bu nedenle pompa üreticileri ar-ge çalışmalarını daha çok pompa verimlerinin iyileştirilmeleri üzerine yapmaktadırlar. Pompayı oluşturan elemanlar göz önüne

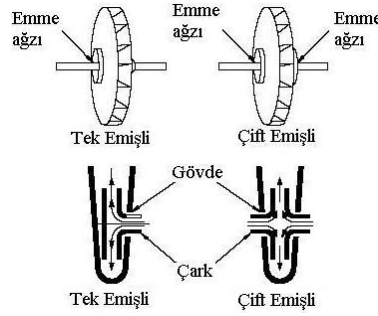
alındığında pompa verimi üzerinde en etkin elemanın pompa çarkı olduğu görülmektedir. Bu nedenle çark tasarımında en uygun parametrelerin belirlenmesi oldukça önem taşımaktadır.

Bu çalışmada; radyal akışlı bir pompa çarkı tasarımı ve imalatı için sistematik bir yaklaşım sunulmuş, tasarım ve imalat aşamalarında dikkat edilmesi gereken hususlar ortaya konulmuştur.

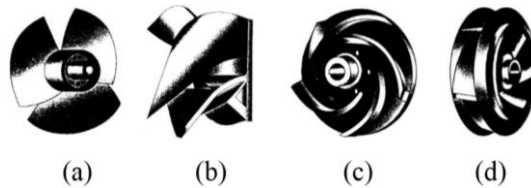
1.1. Pompa çarkları

Pompa çarkı, pompalanacak akışkana elektrik motoru yardımıyla hız veren ve aynı zamanda pompanın kalbi olan elemandır. Çarklar, genellikle ihtiyaçlara ve özelliklerine göre dökme demir veya yüksek çekme dayanımlı alüminyum-bronzdan yapılırlar (Kristal ve Annett, 1953). Bu malzemeler dışında pirinç, plastik ve noryl denilen ve diğer çark malzemeleriyle karşılaştırdığımızda çok daha hafif olduğu görülen çark malzemelerinin kullanıldığını da görmek mümkündür. Pompalarda fan malzemesi olarak pik döküm yerine noryl malzeme kullanıldığında rezonans riskinin azaldığı görülmektedir (Çalık, 2001).

Pompa çarkları; suyun çarka girişine göre (tek veya çift girişli) (Şekil 1), akış yönüne göre (eksenel akışlı (Şekil 2a), karışık akışlı (Şekil 2b) ve radyal akışlı (Şekil 2c,d)), çarkın mekanik tasarımına göre (açık, yarı açık veya yarı kapalı ve kapalı) sınıflandırılmaktadır (Şekil 1).



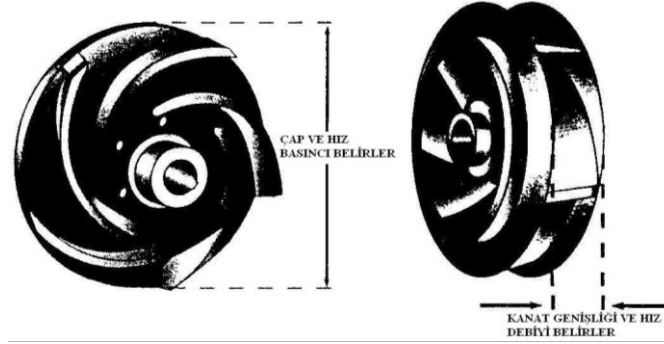
Şekil 1. Tek ve çift girişli çarklar (Energy, 2014b)



Şekil 2. Açık (eksenel) (a), (karışık) (b), yarı-açık veya yarı kapalı (c) ve kapalı (d) çarklar (Bachus ve Custodio, 2003)

Açık eksenel akışlı çarklar büyük miktarlarda hacimsel debi aktarırlar. Ancak büyük yük veya basınçlar iletemezler ve çok yüksek verime sahip değildirler. Yarı açık çarklar, bir tarafında çark kanatlarını dıştan çevreleyen çember veya bir destek plakası bulunan açık kanatlara sahiptir. Yarı açık çarklar genellikle sıvı karışımli kristaller veya bir tank veya nehrin dibindeki tortu gibi az miktarlarda katı partikül bulunduran sıvılar için kullanılır. Kapalı çarklar, iki destek plakası (örtü) veya çark kanatlarını dıştan çevreleyen çember arasındaki kanatlardan meydana gelmiştir. Kapalı çarklar, gövde ve emme ağızı arasındaki sıkı tolerans nedeniyle tamamen temiz sıvılar için kullanılır. Asılı katı partiküller, kristaller veya tortu için uygun değildir. Katı kirliliği, çark çıkış çapı ve pompa gövde çapı arasındaki toleransı bozacaktır. Bu özel tolerans pompa verimini etkilemektedir.

Genel bir kural olarak; çark hızı ve çark çapı pompanın üretebileceği yük veya basıncı, çark hızı ve çark kanat genişliği de pompanın üretebileceği debiyi belirleyecektir (Şekil 3). Pompa çarkları bazı farklı dizayn karakteristiklerine sahiptir. Çarkın emme borusundan sıvı alması yöntemi bunlar arasındadır. Klasik bir pompa çarkı, çark giriş çapında sıvıyı alır. Kanat dizaynına göre ve santrifüj kuvvet tarafından akışkan, kanat boyunca çark giriş çapından çark çıkış çapına taşınır (Bachus ve Custodio, 2003).



Şekil 3. Çark çıkış çapı ve kanat genişliği (Bachus ve Custodio, 2003)

Pompalarda kullanılan çarklar, merkezkaç kuvvetlerin ve akışkan basıncının oluşturduğu gerilmeler altında zorlanır. Dönme momentinin doğmasında birinci derecede rol oynayan akışkan basıncı büyük özgül hızlı makinalarda ve akışkanın sıvı olması durumunda önem kazanır.

Özgül hız ne kadar büyük olursa, basıncın sebep olacağı gerilmelerde o kadar büyük olacaktır. Maksimum gerilme kanat ile kanadı taşıyan çeperin birleştiği noktada meydana gelir. Bu nedenle kanatlar ve çark tek parça halinde döküldüğü zaman birleşme köşesi iyice yuvarlatılmalıdır. Pompalarda bir çarkın dönebileceği maksimum dönme sayısı (yavaş merkezci çarklar dışında), çarkın dayanımına değil kaviteasyon olayına bağlıdır.

Merkezci çarkların iki yanağı vardır. Bunlardan biri doğrudan doğruya göbeğin uzantısı şeklindedir. Diğeri ise emme ağız açıklığı nedeniyle zayıflamış olduğundan iç çepere konulan takviyelere rağmen daha büyük gerilmelerin etkisi altındadır. Bu nedenle kanatların sebep olduğu merkezkaç kuvvetler diğer yanağa taşıtılmalıdır.

Düşük özgül hızlı pompa çarklarında emme kenarı genellikle eksene paralel alınmaktadır. Basınç kenarı da eksene paralel olan bu merkezci kanatlara tek eğrilikli kanatlar da denilmektedir (Pfeleiderer ve Petermann, 1978).

Pompada kullanılacak çark tipinin belirlenmesinde özgül hız dikkate alınır. Çark geometrisi özgül hıza göre değişim göstermektedir. Bir pompanın özgül hızı, bu pompaya hidrolik ve geometrik olarak benzeyen ve optimum çalışma durumunda 1 m manometrik yüksekliğe, 1 m³/s debi ile su ileten model pompanın dakikadaki devir sayısıdır. Pompalarda en doğru sınıflandırma özgül hıza göre yapılabilir (Keskin ve Güner, 2002). Şekil 4'te özgül hıza göre genel çark şekilleri, çıkış hız üçgenleri ve pompa karakteristik eğrileri gösterilmiştir. Q (m³/s), H_m (m) ve n (d/d) olmak üzere özgül hız,

$$n_s = 3.65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{(H_m)^{3/4}} \left(\frac{d}{dk} \right) \quad (1)$$

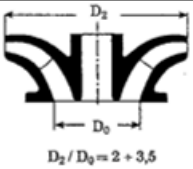
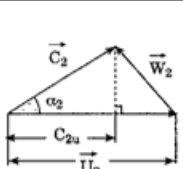
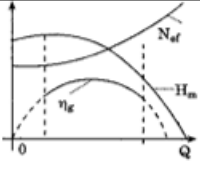
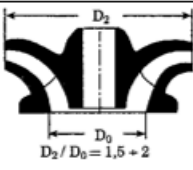
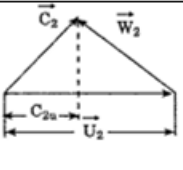
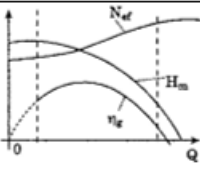
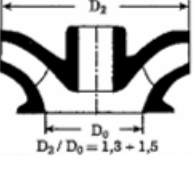
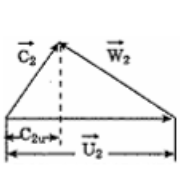
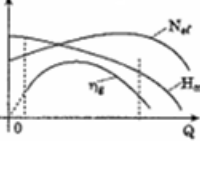

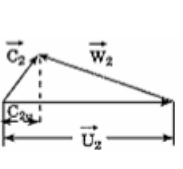
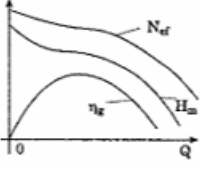
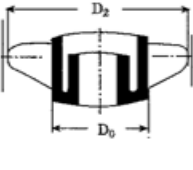
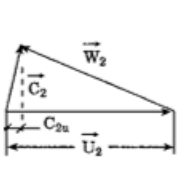
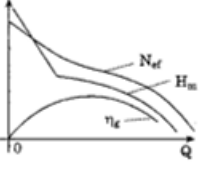
şeklinde ifade edilir. Tam santrifüj pompalarda özgül hız 50~200 d/d arasındadır (Baysal, 1975). Özgül hızın küçük olduğu durumlarda pompa kademeli olarak yapılır (Çallı, 1996). Kademe sayısı i olmak üzere;

$$H_{m1} = \frac{H_m}{i} \quad (2)$$

ifadesi (1) eşitliğinde yerine konularak, çark hesabı bir kademe için bulunan H_{m1} ve n_{s1} değerlerine göre gerçekleştirilir. Bu şekilde çark başına özgül hız $(i)^{3/4}$ kadar büyütülmüş olur ve

$$n_{s1} = n_s \cdot (i)^{3/4} \quad (3)$$

olarak ifade edilir. Özgül hız değerinin istenilen değerden büyük olduğu durumlarda ise pompa çift girişli yapılmak suretiyle özgül hız değeri düşürülebilir. Bu durumda özgül hız eşitliğinde Q yerine $Q/2$ yazmak suretiyle bir çarka ait özgül hız değeri belirlenir ve çark hesapları n_{s1} değerine göre yapılır (Baysal, 1975).

n_s (d/d)	Çark Şekli	Hız Üçgenleri	Karakteristik Eğriler
40 ÷ 110	 $D_2/D_0 = 2 + 3,5$		
110 ÷ 200	 $D_2/D_0 = 1,5 + 2$		
200 ÷ 300	 $D_2/D_0 = 1,3 + 1,5$		
300 ÷ 500	 $D_2/D_0 = 1,1 + 1,2$		
500 ÷ 1200	 $D_2/D_0 = 1,1 + 1,2$		

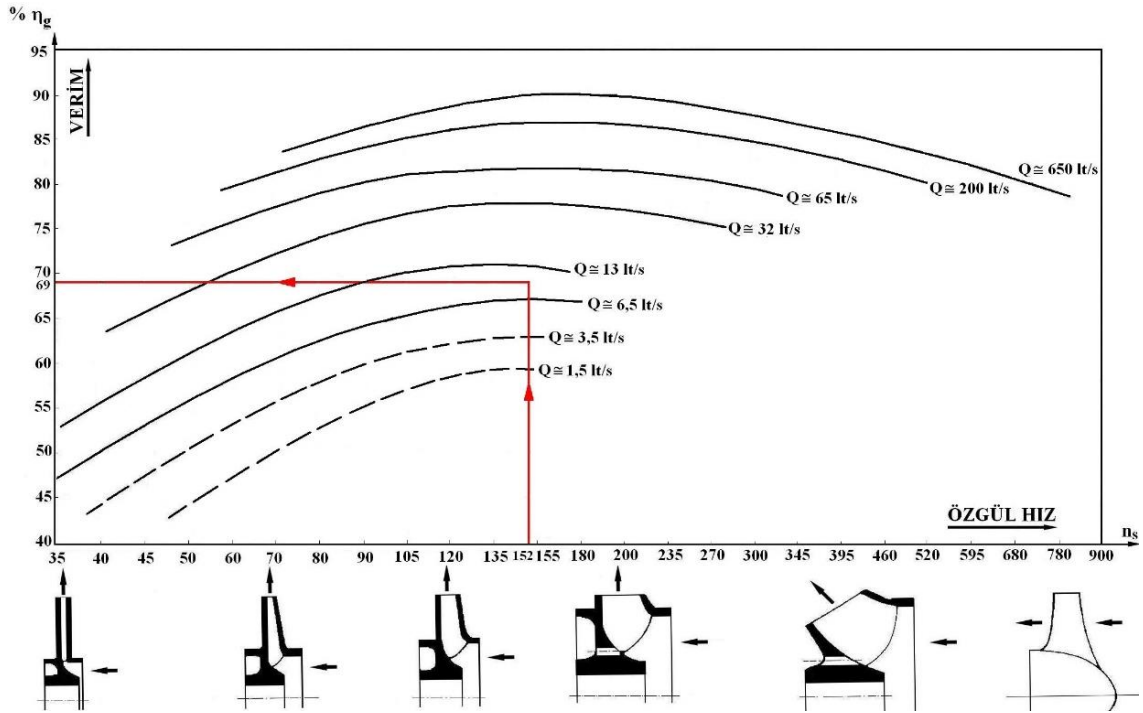
Şekil 4. Özgül hıza göre genel çark şekilleri, çıkış hız üçgenleri ve pompa karakteristik eğrileri (Yalçın, 1998)

2. Pompa Çarkı Tasarımı

Pompa çarklarının tasarımı, genellikle literatürde yer alan ampirik denklemlerle yapılmaktadır. Tasarımla ilgili detaylara; Stepanoff (1957), Baysal (1975), Dicmas (1987), Lobanoff ve Ross (1992), Kovats ve Desmur (1994), Çallı (1996), Tuzson (2000), Karassik vd. (2001) gibi araştırmacıların çalışmalarından ulaşılabilir (Korkmaz, 2008). Tasarımı ve

imalatı yapılan çarkların mutlaka testlerden elde edilen karakteristik değerlere göre kontrollerinin yapılması gerekir.

Pompa çarkı tasarımı, pompanın bir kademesinin manometrik yüksekliği, debi ve pompayı tahrik edecek motor devrinin tespiti ile başlar. Bu değerlere göre pompa için hesaplanan özgül hız değeri kullanılarak pompa tipine karar verilir. Tam santrifüj pompaların özgül hız değerleri 50 ~ 200 d/d arasında yer almaktadır (Baysal, 1975). Hesaplanan özgül hız değeri ve pompa tasarım debisi (Q) için pompa genel verimi Şekil 5'ten tespit edilir.



Şekil 5. Pompa genel veriminin özgül hız ve debiye göre değişimi (Baysal, 1975)

Pompa mil gücü, basılacak sıvının özgül ağırlığına, basılacak debiye ve toplam manometrik yüksekliği ve genel verim değerlerine bağlı olarak 4 no'lu denklem ile ifade edilebilir.

$$P_e = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m}{\eta_g} \text{ (W)} \quad \text{veya} \quad P_e = \frac{\rho \cdot Q \cdot H_m}{75 \cdot \eta_g} \text{ (BG)} \quad (4)$$

Pompayı tahrik edecek elektrik motoru gücü belirlenirken emniyet açısından Şekil 5'ten bulunan genel verim değerinden %5 kadar küçük dikkate almakta fayda vardır (Baysal, 1975). Net motor gücü tespiti ise, pompanın hesaplanan mil gücü değeri bir emniyet katsayısı ile çarpılarak bulunur. Emniyet katsayısı değerleri hesaplanan mil gücü değerlerine bağlı olarak Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Motor gücü tespiti için mil gücüne göre emniyet katsayıları (Baysal, 1975).

Mil Gücü (BG)	Emniyet Katsayısı (α)
$P_e < 5$ BG	1.2~1.3
$5 < P_e < 25$ BG	1.1~1.2
$P_e < 25$ BG	1.05~1.1

Pompa mil gücü (BG), aynı zamanda pompa milinin ileteceği moment (kgm) ve açısal hızı (rad/s) bağlı olarak;

$$P_e = M \cdot \omega / 75 \text{ (BG)} \quad (5)$$

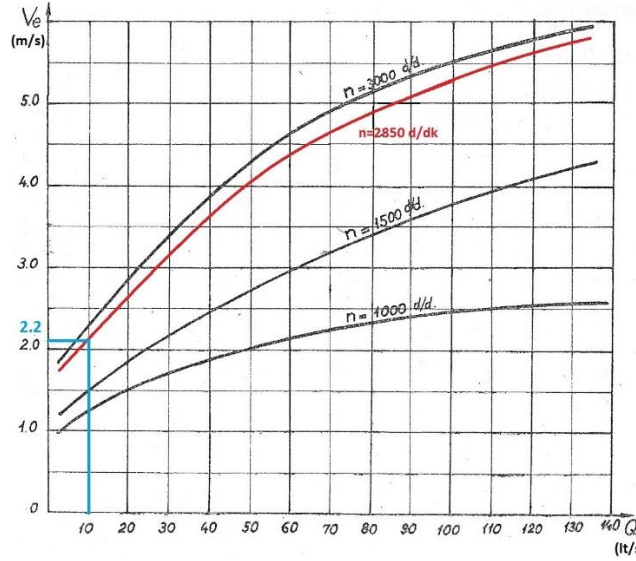
olarak ifade edilebilir. Mil malzemesinin emniyetli kayma gerilmesi τ_{em} (kg/cm^2), olmak üzere mil çapı (cm);

$$d_m \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot \tau_{em}}} \quad (6)$$

olarak bulunur. Bulunan çapına değerine göre standart mil çapı seçilmelidir.

Çark giriş koşullarının belirlenmesinde süreklilik denklemi kullanılır. Şekil 6'dan elde edilecek emme hattı hız değerine göre, pompa tasarım debisi kullanılarak süreklilik denklemi yardımıyla emme borusu çapı bulunabilir.

$$Q = \frac{\pi \cdot D_e^3}{4} \cdot V_e \quad (7)$$



Şekil 6. Emme hattı hızlarının debi ve devir sayısı ile değişimi (Baysal, 1975).

Bulunan emme hattı boru çapı değerine göre standart bir çap değeri seçilmeli ve bu çap değeri için emme hattı hızı değeri yeniden hesaplanmalıdır. Çark giriş ağzı çapı (D_0), emme borusu çapına eşit alınabilir. Pompa giriş ağzının daha küçük yapılması istendiğinde pompa emme ağzı ile çark girişi arasında hava cebi oluşturmayacak şekilde (simetrik olmayan) bir redüksiyon yapılmalıdır (Baysal, 1975). Çark giriş ağzı çapı, çark girişindeki hızın tespiti açısından önemlidir.

Pompa genel verimi; η_h hidrolik verim, η_m mekanik verim ve η_k kaçak (volumetrik) verim olmak üzere,

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_k \quad (8)$$

şeklinde ifade edilir ve çark içerisindeki kaçaklar dikkate alınarak çarkın içinden geçen toplam debi;

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_k} \quad (9)$$

ifadesi ile bulunabilir. İlk yaklaşım olarak kaçak verim 0.90~0.95 arasında kabul edilecek olursa toplam debi,

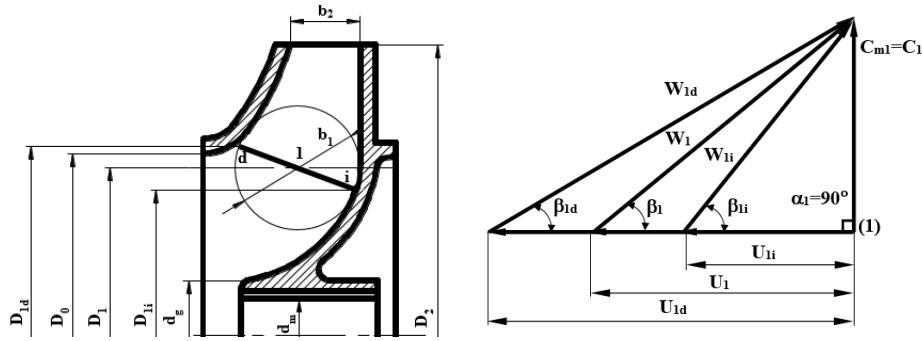
$$Q_T = (1.05 \sim 1.10) \cdot Q \quad (10)$$

olarak alınabilir. Bu durumda çark giriş ağzındaki hız;

$$C_0 = \frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot (D_0^2 - d_g^2)} \quad (11)$$

ifadesi ile elde edilebilir. Burada d_g , çark göbek çapı olup, mil çapının 1.5 katı alınabilir (Baysal, 1975). C_0 hızının, $C_0 \leq 1.2 \cdot V_e$ olması uygundur. Gerekirse çap büyüklükleri

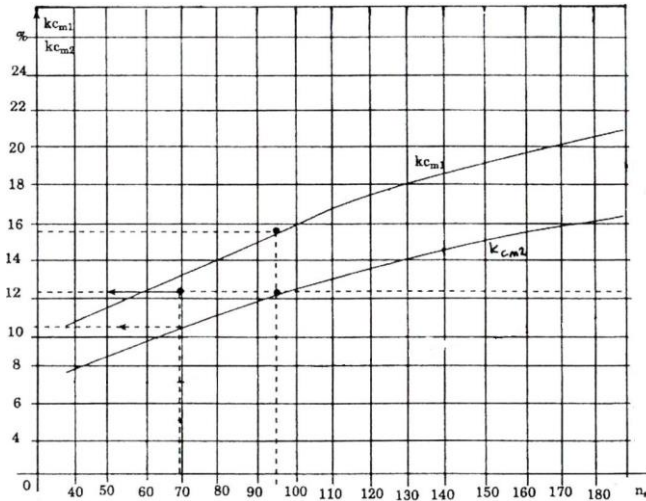
üzerinde değişiklik yapılabilir. Çark içerisinde kanat nedeniyle kesit daralması söz konusu olacağından çark giriş ortalama çapına (D_1) ait kesitteki mutlak hızı (C_1), C_0 hızına göre %10 arttırılarak, $C_1=1.1 \cdot C_0$ şeklinde bulunabilir.



Şekil 7. Kanat girişinde hız üçgenleri

Suyun çarka $\alpha_1=90^\circ$ lik açıyla girişini sağlamak için, mutlak hızın teğetsel bileşeninin (C_{u1}) sıfır olması gerekir. Bu durumda giriş kesiti için mutlak hız, düşey bileşen olan meridyonel hıza eşit olur ($C_1 = C_{m1}$) (Şekil 7). Bu değer Şekil 8'de verilen hız katsayısına göre 12 no'lu ifade de yerine konularak kontrol edilmesi gerekir.

$$C_{m1} = k_{cm1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_m} \quad (12)$$



Şekil 8. Hız katsayılarının özgül hıza göre değişimi (Keskin ve Güner, 2002)

Çark giriş ortalama çapı (D_1), Schulz katsayısı (σ_s) 0.90~0.95 arasında olmak üzere, Schulz katsayısına bağlı olarak denklem 13'ten belirlenir.

$$D_1 = \sigma_s \cdot D_0 \quad (13)$$

Silindirik kanatlı çarklar için kanat giriş kenarının çark üst ve alt yanağına temas noktalarını sırasıyla d ve i indisleri ile gösterecek olursak (Şekil 8), bu noktadaki çap değerleri 14 ve 15 no'lu denklemlerle ifade edilebilir.

$$D_{1d} = D_0 + 3 \sim 4 \text{ mm} \quad (14)$$

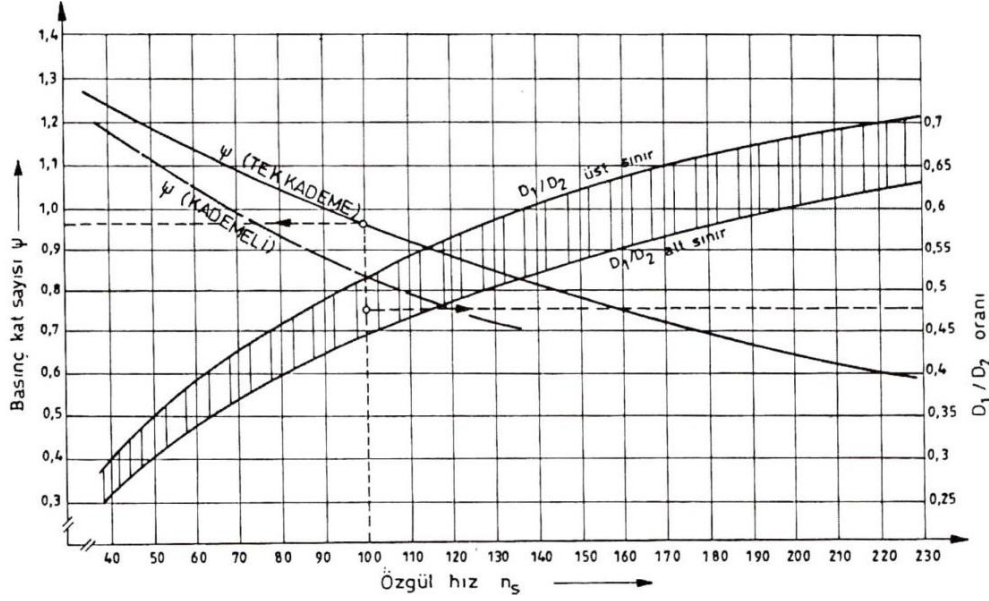
$$D_{1i} = 2 \cdot D_1 - D_{1d} \quad (15)$$

Şekil 7'den görüleceği gibi 1 noktasına ait çap değeri olan çark giriş ortalama çapı (D_1) aynı zamanda (16) no'lu denklem ile ifade edilebilir.

$$D_1 = \frac{D_{1d} + D_{1i}}{2} \quad (16)$$

Optimum çalışma noktasında suyun çarka ön dönmesiz girdiği kabulüyle ($\alpha_1=90^\circ$), mutlak hızın çevresel bileşeni $C_{1u}=0$ olur. Bu durumda mutlak hız meridyonel bileşene eşit olur

Kademe durumlarına ve çaplar oranına göre, basınç katsayısının özgül hız ile değişimi Şekil 10'da gösterilmiştir. Özgül hız bilindiğine göre, Şekil 10 yardımıyla ψ ve dolayısı ile istenilen H_m manometrik yüksekliğin sağlanabilmesi için gerekli U_2 teğetsel hızı bulunur.



Şekil 10. ψ basınç katsayısı değerinin, özgül hız ile değişimi (Keskin ve Güner, 2002).

U_2 bulunduğundan sonra,

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \text{ (m/s)} \quad (26)$$

bağıntısı yardımıyla D_2 çapı hesaplanır. Söz konusu ψ basınç katsayısının özgül hızla göre değişim eğrisi gerçekte deneysel bir eğridir. Optimum çalışma noktası için, suyun çarka $\alpha_1=90^\circ$ lik açıyla girdiği kabulüyle (26) no'lu EULER denklemi kullanılarak

$$H_m = (C_{u2} \cdot U_2 / g) \cdot \eta_h \quad (27)$$

basınç katsayısı için,

$$\psi = 2 \cdot \left(\frac{C_{u2}}{U_2} \right) \cdot \eta_h \quad (28)$$

bağıntısı bulunur. (C_{u2}/U_2) oranı ve η_h hidrolik verim değerleri de gerçekten ve öncelikle özgül hızla bağlı olarak değişir. Ancak, imalatı yapılacak pompada, η_h hidrolik verim değerinin seçilmiş olan değeri sağlamasına çalışılmalıdır. Özellikle çarkın imalinde kanatlar arasındaki iç sürtmeleri önleyici tedbirler alınmalı ve kanat yüzlerinin temiz ve pürüzsüz olmasına dikkat edilmelidir. Özgül hızla bağlı olarak hidrolik verim değerleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Özgül hızla bağlı olarak hidrolik verim değerleri (Baysal, 1975)

Özgül hız- n_s (d/dak.)	44	70	140	215	280	350	425	490
Hidrolik verim- η_h (%)	75	86	92	93	94	95	95.5	96

Çark çıkış çapının (D_2) saptanmasında, öncelikle ve önemli derecede H_m manometrik yüksekliğin rol oynadığı göz önünde tutulmalıdır. Bu sebeple, hesaplanan D_2 çapına göre imal edilecek olan çarkın ve pompanın manometrik yüksekliği sağlayamaması olasılığı gözden uzak tutulmamalı ve özellikle çarkın model imalinde D_2 çapı hesaplanan değerden % 10 kadar büyük tutulmalıdır.

Şekil 10'da D_1/D_2 oranları alt ve üst sınırlarının özgül hız değerlerine göre değişimi görülmektedir. Hesaplanan çap değerlerine göre, söz konusu oran, bu sınırların dışına taşıyorsa, D_2 çapı manometrik yükseklikle ilgili olduğundan değiştirilmez. Ancak D_1 çapı üzerinde D_1/D_2 oranı belirtilen sınırlar arasında kalacak şekilde değişiklik yapılır. D_1 çapı değiştirilecek olursa, çark giriş koşullarının da tekrar gözden geçirilmesi gerekir.

Çıkıştaki mutlak hızın düşey bileşeni olan çıkış meridyen hızı (C_{m2}), C_{m1} ' e eşit veya biraz küçük alınabilir. Bu durumda süreklilik denklemi çark çıkışı için yazılırsa,

$$Q_T = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{m2} \cdot \lambda_2 \quad (29)$$

olur. Toplam debi ve çark çıkış çapı bilindiğine göre $b_2 \cdot C_{m2} \cdot \lambda_2$ çarpımının sabit kalması gerekir. Burada b_2 çark çıkış genişliğini, λ_2 ise çıkış kanat daralma katsayısını göstermektedir. b_2 genişliği uygun seçilerek C_{m2} çıkış meridyen hızını istenilen değere getirmek mümkündür. Ancak çıkış daralma katsayısı bilinmemektedir. Çıkış daralma katsayısının net bir şekilde belirlenmesi için kanat sayısı ve kanat çıkış açısının bilinmesi gerekir. Çıkış meridyen hızının tespiti için daha uygun yol; şekil 8'den k_{cm2} hız katsayısını özgül hız değerlerine göre bulmak ve

$$C_{m2} = k_{cm2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_m} \quad (30)$$

bağıntısından faydalanarak C_{m2} hızını hesaplamaktır. Tablo 2'deki hidrolik verim değerlerini kullanarak (27) no'lu ifade ile verilen Euler denklemi yardımıyla da mutlak hızın teğetsel bileşenini (C_{u2}) bulabiliriz. Böylece akışkanın çarktan çıkış açısı (β_2),

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2}} \quad (31)$$

ifadesi ile bulunabilir. Çark içerisinde birbirine paralel olarak yerleştirilmiş olan kanat etkileşimleri nedeniyle akışkanın hesaplanan bu çıkış açısı ile çarkı terk edebilmesi için β_2 açısının, şekil 9'daki çıkış hız üçgeninden de görüleceği üzere ΔC_u sapması nedeniyle daha büyük alınması gerekir. Bu durumda kanada ait konstrüktif çıkış açısı β_{2k} , teorik çıkış hız üçgenindeki sonsuz kanat durumu için düşünülen kanat çıkış açısına ($\beta_{2\infty}$) eşit alınmalıdır. Teorik çıkış hız üçgeninden görüldüğü gibi (şekil 9), $\beta_{2k} = \beta_{2\infty}$ açısının saptanması için sonsuz kanat hali için (teorik) teğetsel hız bileşeninin ($C_{u2\infty}$) bilinmesine ihtiyaç vardır. Bu durumda kanada ait konstrüktif çıkış açısı β_{2k} ;

$$\operatorname{tg} \beta_{2k} = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2\infty}} \quad (32)$$

olarak ifade edilebilir. Literatürde, K sapma katsayısı olmak üzere, teorik ve gerçek teğetsel hız bileşenleri arasındaki ilişki;

$$C_{u2\infty} = K \cdot C_{u2} \quad (33)$$

ifadesi ile verilmektedir (Gölcü, 2001; Memardefouli and Nourbakhsh, 2009; Elsheshtawy, 2012). K sapma katsayısı; kanat sayısına (Z), konstrüktif çıkış açısına (β_{2k}) ve çark giriş-çıkış çapları oranına (D_1/D_2) bağlı olarak (34) no'lu ifade ile verilebilir.

$$K = 1 + \frac{1.2 \cdot (1 + \sin \beta_{2k})}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (34)$$

Schulz (1977) ve Pfeleiderer (1978) tarafından sapma katsayısı için (35) no'lu ifade önerilmiştir.

$$K = 1 + \frac{\varphi \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}{Z \cdot S} \quad (35)$$

Bu ifadede φ deneysel bir sayı olup, tam santrifüj pompalar için;

$$\varphi = (0.65 \dots 0.85) \cdot \left(1 + \frac{\beta_{2k}}{60}\right) \quad (36)$$

olarak alınabilir. Bu ifadedeki katsayı aralığı olarak düşük özgül hızlar için alt limit, büyük özgül hızlar için ise üst limitler kullanılabilir. (35) no'lu ifadede; S terimi, çarkın meridyonel kesitinde kanat orta ipçığı için çark eksenine göre statik momenti olup;

$$S = \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{8} \quad (37)$$

olarak alınabilir (Baysal, 1975). Görüldüğü gibi sonsuz kanat hali için teğetsel hız bileşeni ($C_{u2\infty}$) hesaplayabilmek için konstrüktif çıkış açısına (β_{2k}) ihtiyaç vardır. (32) no'lu ifadeden de görüleceği üzere, konstrüktif çıkış açısının (β_{2k}) tespiti içinde teğetsel hız bileşeni $C_{u2\infty}$ değerinin bilinmesi gerekir. Bu durumda konstrüktif çıkış açısının (β_{2k}) tespiti için Tatonman yöntemi kullanılarak işlem yapılır. Bu yöntemde; kanat çıkış açısı (β_{2k}), başlangıç değeri olarak 30° 'den küçük olmak şartıyla öncelikle tahmin edilerek işleme başlanır (başlangıç değeri olarak $28^\circ \sim 30^\circ$ arası alınabilir). Kabul edilen kanat çıkış açısı değerine göre kanat sayısı (38) ifadesi ile hesaplanır.

$$Z = 6.5 \cdot \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \cdot \sin \left(\frac{\beta_{1k} + \beta_{2k}}{2} \right) \quad (38)$$

Buna göre K sapma katsayısı hesaplanır ve (33) no'lu ifade yardımıyla $C_{u2\infty}$ değeri hesaplanır. Bulunan $C_{u2\infty}$ değeri, (32) no'lu ifadede yerine konularak kanat çıkış açısı hesaplanır ve bulunan değer kabul edile açı ile karşılaştırılarak aradaki farka bakılır. Aradaki fark $2^\circ \sim 3^\circ$ civarında ise Tatonman işlemini tekrarlamaya gerek yoktur ve kabul edilen açı kullanılabilir. Fark büyük ise Tatonman işlemini bu fark değerini yakalayana kadar tekrar etmek gerekir.

Bulunan kanat çıkış açısı dikkate alınarak, kanat çıkış genişliğinin kontrol edilmesi gerekir. Çıkış kanat kalınlığı e_2 (mm) olmak üzere (imalat kolaylığı açısından kanat kalınlığı $e = e_1 = e_2$ olarak dikkate alınabilir), çıkış kanat daralma katsayısı λ_2 ;

$$\lambda_2 = 1 - \frac{Z \cdot e_2 / \sin \beta_{2k}}{\pi \cdot D_2} \quad (39)$$

olarak ifade edilir ve (29) no'lu ifadede kullanılarak çark çıkış genişliğinin kontrolü yapılır. Benzer şekilde kanat giriş genişliğinin de kontrol edilmesi gerekir. Giriş kanat kalınlığı e_1 (mm) olmak üzere, giriş kesiti için kanat daralma katsayısı λ_1 ;

$$\lambda_1 = 1 - \frac{Z \cdot e_1 / \sin \beta_{1k}}{\pi \cdot D_1} \quad (40)$$

olarak ifade edilir ve (24) no'lu ifadede kullanılarak çark giriş genişliğinin kontrolü yapılır. Çizim ve imalat bu değerlere göre yapılmalıdır. Çark çiziminde; tek daire metodu, çift daire metodu ve nokta nokta kanat çizimi olmak üzere üç farklı metot kullanılabilir. Tek daire metodu genellikle çark çıkış çapı 100 mm ve daha küçük olan çarklar için kullanışlı bir metottür. Radyal akışlı çarklarda çark kanatlarının çizimi için genellikle çift daire metodu kullanılmaktadır. Nokta nokta kanat çiziminde ise kanat girişinden çıkışına kadar (kanat boyunca) hız üçgenlerini çizmek ve bu üçgenlerde kanat çıkış açılarının değerlerini tespit etmek gerekir. Çark çizimi tamamlandıktan sonra kanatlar arasındaki koniklik açısı, difüzör gerekli olup olmadığı ve minimum kanat yüzeyi kontrol edilmelidir.

3. Pompa Çarkı İmalatı

Çark hesaplamaları ve çizim sürecinden sonra pompa çarklarının imalatı gerçekleştirilmektedir. Pompa çarklarının imalatı genellikle düşük maliyetleri ve seri imalata uygunluğu nedeniyle kum kalıba döküm yöntemiyle yapılmaktadır. Bu yöntem; model yapımı, maça yapımı, kalıplama ve döküm aşamalarından oluşmaktadır. Model için çark radyal kesiti ve karşı görünüşü kullanılmaktadır. Çarkların dökümü için öncelikle modeller ve maça kutuları oluşturularak derecelere yerleştirilmektedir (Şekil 11). Maçalar, çark içerisinde boş kalması gereken bölgelerin oluşturulması için gaz geçirgenliği yüksek Shell kumu ve benzeri kumlardan yapılmaktadır. Maçalar kalıplara yerleştirilerek alt ve üst dereceler

oluşturulmaktadır (Şekil 12). Alt ve üst derecenin yapışmasını önlemek için genellikle grafit tozu kullanılmaktadır.



Şekil 11. Maça kutusu yerleştirme



Şekil 12. Maça ve dereceler

Daha sonra üst derece üzerine yolluk açılarak döküm işlemine geçilmekte ve ergitilen alüminyum malzemenin dökümü gerçekleştirilmektedir (Şekil 13). Dökümü tamamlanan çarklar soğuduktan sonra kalıplardan çıkartılarak pompada kullanılacak hale getirilmektedir. Bu amaçla tornalama, çapak temizliği (gerek duyuluyorsa kuşlama da yapılabilir) ve kama kanallarının açımı gibi işlemler yapılmaktadır.



Şekil 13. Yolluk açma ve döküm işlemi

4. Sonuç ve Öneriler

Pompayı tahrik edecek elektrik motoru gücü belirlenirken emniyet açısından özgül hız ve tasarım debisine bağlı olarak bulunan genel verim değerinin %5 kadar küçük dikkate alınması önerilmektedir. Net motor gücü tespiti ise, pompanın En İyi Verim Noktası (EVN) üzerindeki vana pozisyonlarında çalışabileceği de düşünülerek hesaplanan mil gücü değeri bir emniyet katsayısı ile çarpılarak bulunmalıdır. Eğer bu durum dikkate alınmayacak olursa EVN

üzerindeki çalışma şartlarında motor zorlanmaları neticesinde sık sık termik atması gibi durumlar söz konusu olabilmektedir.

Pompa için en kritik hat emme hattıdır. Özellikle kavitasyon tehdidi açısından emme hattı hız değerlerinin olabildiğince düşük tutulmasında fayda vardır. Emme hattı hız değerlerinin gereğinden büyük tutulması, basınçta düşmelere ve dolayısıyla kavitasyon riskinin artmasına neden olacaktır. Bu nedenle emme borusu çapları olabildiğince büyük tutulmalıdır. Kanat giriş açısının $10^\circ \sim 20^\circ$ arasında kalması uygundur. Şayet hesaplamalar neticesinde elde edilecek kanat giriş açısı değeri bu aralığın dışına çıkacak olursa emme borusu çapını değiştirmek gerekir.

Çark çiziminde radyal akışlı çarklar için genellikle çift daire metodu kullanılmaktadır. Çizimde kanatlar arasındaki koniklik açısının, akışkanın kanat cidarlarından ayrılmasına imkân vermeyecek şekilde 10° 'den küçük tutulması önerilir. Çark kanalında koniklik açısı 10° 'den büyük ise ve diğer yollardan küçültme olanağı yoksa kanat sayısı aynı kalmak şartıyla iki ana kanat arasına ilave kanatçıklar konularak koniklik düşürülerek ayrılmalar önlenebilir (Baysal, 1975). Çarklarda ara kanatçık kullanımının uygun olup olmadığı, koniklik açısı ile birlikte kanat çıkış açısı ve kanat sayısına da bağlıdır (Gölcü, 2001).

Çark imalatında tasarlanan çarkın istenilen hidrolik verim değerini sağlayabilmesi için kanatlar arasında iç sürtünmeleri önleyici tedbirler alınmalıdır. Kanat yüzeylerinin temiz ve pürüzsüz olmasına özen gösterilmelidir. Gerekiyorsa imalat sonrası kumlama gibi yüzey kalitesini arttırmaya yönelik işlemler yapılabilir.

Çark çıkış çapının (D_2) saptanmasında, öncelikle ve önemli derecede H_m manometrik yüksekliğin rol oynadığı göz önünde tutulmalıdır. Bu sebeple, hesaplanan D_2 çapına göre imal edilecek olan çarkın ve pompanın manometrik yüksekliği sağlayamaması olasılığı gözden uzak tutulmamalı ve özellikle çarkın model imalinde D_2 çapı hesaplanan değerden % 10 kadar büyük tutulmalıdır. Pompanın çalışma noktası için hesaplanan manometrik yükseklik, imal edilen pompa tarafından fazlası ile sağlansa bile, çarkı torna ederek çapı küçültmek ve manometrik yükseklik değerini istenilen değere getirmek mümkün olur. Bunun için, özgül hız ve genel verimde büyük değişiklik olmayacağı için çark çapını hangi değere kadar düşürmek gerektiği, bilinen benzeşim kanunları ve Rateau teoremi ile kolayca bulunabilir.

5. Kaynaklar

- Bachus, L., Custodio, A., 2003. Know and Understand Centrifugal Pumps. Elsevier Advanced Technology, 250p, UK.
- Baysal, B.K., 1975. Tam Santrifüj Pompalar. İ.T.Ü. Matbaası, 155s, Gümüşsuyu.
- Çalık, H.G. 2001. Dalgıç Pompa Millerinin Modal Analizi, 4. Pompa Kongresi ve Sergisi, 8-10 Kasım 2001, 69-76, İstanbul.
- Çallı, İ., 1996. Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi. Sakarya Üniversitesi, 108s, Sakarya.
- Dicmas, J.L., 1987. Vertical turbine, mixed flow, and propeller pumps. McGraw-Hill, 379p, New York.
- Elshestawy, H.A., 2012. Numerical Study of Slip Factor in Centrifugal Pumps and Study Factors Affecting its Performance. International Conference on Mechanical Engineering and Material Science (MEMS 2012), 28-30 December 2012, Shanghai, China, 103-106.
- Energy,2014a.http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_deployment/pdfs/pumplcc_1001.pdf, Erişim Tarihi: 26.09.2014.

- Energy, 2014b. DOE Fundamentals Handbook, Mechanical Science, Volume 1 of 2, DOE-HDBK-1018/1-93, U.S. Department of Energy FSC-6910, Washington, <http://energy.gov/sites/prod/files/2013/06/f2/h1018v1.pdf>, Erişim Tarihi: 26.09.2014.
- Europump,2014.http://europump.net/uploads/order%20forms/VSP_guide_executive_summary.pdf, Erişim Tarihi: 26.09.2014.
- Gölcü, M., 2001. Dalgıç Pompalarda Çarka Ara Kanatçık İlavesinin Verime Etkisinin Analizi. Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 127s, Denizli.
- Karassik, I.J., Messina, J.P., Coer, P., Heald, C.C., 2001. Pump Handbook. 3rd Edition, McGraw-Hill, 1765p, New York.
- Keskin, R., Güner, M., 2002. Sulama Makinaları. Ankara Üniversitesi Yayınları, Yayın No: 1524, 292s, Ankara.
- Korkmaz, E., 2008. Farklı Kanat Çıkış Açılarında Ara Kanatçık Uzunluğunun ve Çevresel Pozisyonunun Dalgıç Pompa Performansına Etkisinin Analizi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 208s, Isparta.
- Kovats, D.A., Desmur, G., 1994. Santrifüj ve Eksenel Pompalar, Vantilatörler, Kompresörler. Çevirenler: Cahit Özgür, Hasan Fehmi Yazıcı, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 551s, İstanbul.
- Lobanoff, V.S., Ross, R.R., 1992. Centrifugal Pumps: Design and Application, 2nd Edition, Gulf Publishing Company, 577p, Houston.
- Memardefouli, M., and Nourbakhsh, A., 2009. Experimental investigation of slip factors in centrifugal pumps. *Experimental Thermal and Fluid Science* 33, 938–945.
- Pfeleiderer, C., Petermann, H., 1978. Akım Makinaları, Çevirenler: Kaan Edis, Yavuz Tekin, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, 629s, İstanbul.
- Schulz, H., 1977. Die Pumpen. Springer-Verlag, 505p, Berlin.
- Stepanoff, A.J., 1957. Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Application. John Wiley and Sons Inc., 462p, New York.
- Tuzson, J., 2000. Centrifugal Pump Design. John Wiley and Sons Inc., 298p, New York.
- Yalçın, K., 1998. Hacimsal ve Santrifüj Pompalar. Çağlayan Kitabevi, 563s, İstanbul.