

ÖZEL GAYELİ BİR JET POMPA DİZAYNI,  
İMALATI VE KARAKTERİSTİKLERİNİN TESBİTİ

HALİL YALÇIN /

Anadolu Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak hazırlanmıştır.

Danışman:Yrd.Doç.Dr.Yaşar Pancar

Şubat-1983

Halil Yalçın'ın YÜKSEK LİSANS/DOKTÖRA tezi olarak hazırladığı "Özel gayeli bir jet pompa dizaynı, imalatı ve karakteristiklerinin tesbiti"....."

başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

11/3/1988

Üye : Doç. Dr. Kırkor YALÇIN.

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yaşar PANCAR (Danışman)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yusuf SEZEN.

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 14.3.1988.....  
gün ve .....171/2..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nispeten KAYA

Enstitü Müdürü

## İ Ç İ N D E K İ L E R

	<u>Sayfa</u>
ÖZET .....	iv
SUMMARY .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	viii
SİMGELER VE KISALTIYALAR DİZİNİ .....	ix
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Vakum'un Tanımı .....	1
1.2. Vakum Dereceleri .....	2
1.3. Vakum Pompaları .....	2
1.4. Vakum Manometreleri .....	5
1.4.1. Mekanik manometreler .....	6
1.4.2. McLeod manometreleri .....	6
1.4.3. Termal manometreler .....	6
1.4.4. İonizasyon manometreleri .....	6
2. JET POMPALAR .....	7
2.1. Jet Pompaların Sınıflandırılması .....	8
2.2. Jet Pompaların Endüstriyel Uygulamaları .....	8
2.2.1. Sıvı jet vakum pompaları .....	9
2.2.2. Sıvı jet gaz kompresörleri .....	10
2.2.3. Su jetli sıvı pompaları .....	11
2.2.4. Su jetli katı pompaları .....	11
2.2.5. Buhar jet vakum pompaları .....	13
2.2.6. Buhar jet kompresörleri .....	14
2.2.7. Vakumda soğutma ve kurutma .....	15
2.2.8. Çok kademeli jet pompalar .....	19

## İ Ç İ N D E K İ L E R (Devam)

	<u>Sayfa</u>
3. BUHAR JET POMPALARI TEORİSİ .....	22
3.1. Buhar Jet Pompalarının İşletme Karakteristikleri .....	25
3.2. Buhar Jet Pompa Hesabı .....	30
3.3. Prototip Bir Model Jet Pompa Hesabı .....	34
3.3.1. Hareket memesi hesabı .....	40
3.3.2. Difüzör boyutlandırılması .....	43
4. MODEL JET POMPA İMALİ VE DENENMESİ .....	46
4.1. İmalat ve Montaj Özellikleri .....	46
4.2. Deney Tesisatı ve Karakteristik Eğrilerin Çıkarılması.	46
4.2.1. Tedrik değerlerle deney sonuçlarının mukayesesi	47
5. SONUÇLAR .....	52
BK AÇIKLAMALAR - A .....	53
KAYNAKLAR DİZİNİ .....	58
EKLER	
1. Model Jet Pompaya Ait Teknik Resimler	

## ÖZET

Gelişen teknoloji ile üretim sistemlerinde zaman zaman atmosferik basınç seviyeleri altında çalışılması gereksinimi duyulmaktadır. Böyle sistemlerin ana öğelerinden birini oluşturan jet pompalar ve endüstriyel kullanım alanlarının tanıtımı amacıyla bu lisans üstü tez çalışması gerçekleştirilmiştir.

Hareketli parçalarının olmayışı ve düşük maliyet gibi özellikleri içeren jet pompalara çalışma kapsamı içerisinde geniş bir yer verilerek incelenmiş; ayrıca vakum terminolojisi ile ilgili tanıtıcı konular kısaca özetlenmiştir.

Akışkanların kontrollü hareketinden faydalanmak esasına bağlı olarak çalışan, jet pompaların dizaynı için gerekli hesaplamalar tesbit edilerek, prototip bir model jet pompa imalatı yapılmıştır.

Laboratuvar şartlarında denenen model jet pompaya ait karakteristik eğriler çıkarılarak teorik değerlerle mukayesesi sağlanmıştır.

## SUMMARY

With in the developing technology, in production systems it is sometimes felt that there is a need to work under the atmospheric pressure levels. For the purpose of promotion of the jet pumps which are the main parts of such systems and their usage in industrial areas, a master thesis has been done.

Some properties such as the absence of the moving parts and the low cost in jet pumps were examined widely in the thesis and the promotion of some subjects about the vacuum terminology has been summarized briefly.

A prototype model jet pump with the necessary calculations for the design of the jet pumps which works according to the utilizing fluids in motion under controlled conditions, has been manufactured.

The characteristic curves belongs to the jet pump controlled under the laboratory conditions are ensured by comparison to the theoretical values.

## TEŞEKKÜR

Tez konunda beni yönlendiren, çalışmam süresince ilgisini ve yardımlarını esirgemeyen, değerli hocam Sayın Yrd.Doç.Dr.Yaşar PANCAR'a teşekkürlerimi iletmeyi bir borç biliyorum.

Ayrıca deneyim ve bilgilerinden yararlandığım Sayın Doç.Dr.Kirkor YALÇIN'a, yapıcı eleştirileriyle çalışmaya katkıda bulunan Sayın Yrd. Doç.Dr.Yusuf SEZEN'e, kaynak çevirilerimi özenle gerçekleştiren Sayın Arş.Gör.Asuman KURBAN'a, deneysel uygulamalarım için yardımcı olan Sayın Laborant Necdet DURAN'a, çalışmamın imalat sürecinde gerekli olan tüm olanakları sağlayan T.Ş.F.A.Ş. Eskişehir Makina Fabrikası ve Atatürk Endüstri Meslek Lisesi Müdürlüğüne sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamın tüm ilgilenenlere yararlı olması dileğiyle.

Halil YALÇIN

Şubat 1988

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Mekanik pompa .....	3
1.2. İki loblu bir pompanın işletme diyagramı .....	3
1.3. Difüzyon pompası .....	4
2.1. Jet pompa enine kesiti .....	8
2.2. Sıvı jet vakum pompa uygulaması .....	10
2.3. İçme suyu ozonlama işlemi .....	10
2.4. Su jetli katı pompa .....	12
2.5. Su jetli katı pompanın dekarbonizasyon tesisinde kullanımı .....	12
2.6. Buhar jet pompasının bir santrifüj pompa emme hattının boşaltılmasında kullanımı .....	13
2.7. Buhar jet pompasının emme filtresinde vakum oluşturması.	13
2.8. Buhar jet pompasının sıvıların kaldırılmasında kullanımı	14
2.9. Isı pompası olarak kullanılan buhar jet kompresörü ve evaparatör .....	15
2.10. Buhar jet pompayla soğutma prensibi .....	16
2.11. Sıkıştırırmalı soğutma makinasıyla soğutmanın prensibi ...	16
2.12. Buhar jet soğutma tesisi şematik gösterimi .....	17
2.13. Isı kazandıran bir pompa olarak, buhar jet kompresörünün kurutma silindirinde kullanımı .....	18
2.14. İki kademeli buhar jet vakum pompası.....	20
2.15. Üç kademeli buhar jet vakum pompası .....	20
2.16. Dört kademeli buhar jet vakum pompası .....	21
2.17. Beş kademeli buhar jet vakum pompası .....	21
3.1. Hareket memesinde buharın genişleme işlemi .....	22
3.2. (2) noktasındaki hareket buharı ile (3) noktasındaki emilen buharın karışım işlemi (L) .....	23
3.3. Jet pompa kesiti boyunca basınç değişimi .....	24
3.4. Karışım akışkanının $P_0$ basıncından P basıncına sıkıştırılması işlemi .....	24
3.5. Genişleme ve sıkıştırma işlemlerinin kayıplar gözönüne alınarak gösterimi .....	25
3.6. Buhar jet pompalarının emme eğrisi .....	26



## ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
3.7. Emme akışının karşı basınca göre değişimi .....	27
3.8. $M_0 = f(P)$ , $P_0 = \text{sbt}$ eğrileri .....	27
3.9. Buhar jet pompasının işletme karakteristiğini veren eğri- ler .....	28
3.10. $M_0 = f(P_0)$ , $P = \text{sbt}$ eğrisi .....	28
3.11. $M_0 = f(P_0)$ , $P_1 = 4 \text{ bar}$ , $6 \text{ bar}$ eğrileri .....	29
3.12. Buhar için i-s diyagramında genleşme ve sıkıştırma .....	30
3.13. Meme boyutları .....	43
3.14. Difüzör boyutları .....	45
4.1. Deney tesisatının şematik gösterimi .....	49
4.2. Model jet pompaya ait karakteristik eğriler .....	50
4.3. Model jet pompa ve deney tesisatı fotoğrafları .....	51

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Vakum dereceleri .....	2
1.2. Vakum pompası tipleri .....	5
1.3. Vakum manometre sınıflaması .....	7
2.1. Jet pompaların sınıflandırılması .....	9
4.1. Model jet pompa deney sonuçları .....	48

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$H_e$	$P_e$ den $P_a$ 'ya düşüşteki adyabatik ısı gradyeni kCal/kg
$H_1$	$P_e$ den $P_1$ 'e düşüşteki adyabatik ısı gradyeni kCal/kg
$H_2$	$P_o$ den $P_1$ 'e düşüşteki adyabatik ısı gradyeni kCal/kg
$H_a$	$P_e$ den $P_a$ 'ya düşüşteki adyabatik ısı gradyeni kCal/kg
$H_k$	$P_o$ dan $P_a$ artışıdaki adyabatik ısı gradyeni kCal/kg
$H'_k$	$P_1$ den $P'_a$ artışıdaki adyabatik ısı gradyeni kCal/kg
$C_p$	Sabit basınçtaki özgül ısı kCal/kg <sup>o</sup> K
$C_v$	Sabit hacimdeki özgül ısı kCal/kg <sup>o</sup> K
$k$	Adyabatik eksponent
$R$	Gaz sabitesi
$C_o$	$P_e$ den $P_o$ a düşüşteki hız m/sn.
$C_1$	$f_1$ kesitindeki sürükleyici nozuldan çıkıştaki hız m/sn.
$C_2$	Emilen akışkan hızı m/sn.
$C_m$	Karıştırma hızı m/sn.
$f_{kr}$	Sürükleyici jeti için kritik kesit ( $=1$ ) m <sup>2</sup> .
$f_o$	Sürükleyici jet kesiti
$f_1$	Sürükleyici jet için difüzöre giriş kesiti
$f_2$	Emme akışkanının difüzöre giriş kesiti
$F_1+F_2$	Toplam difüsör giriş kesiti
$F_m$	Difüzörün en dar kesiti
$d_m$	Difüzörün en dar kesit çapı
$\varphi_1$	0,97 - 0,99 hız katsayıları
$\varphi_2$	0,97 - 0,99 hız katsayıları
$\alpha$	$C_2/C_o$ hızı oranı
$\mu$	$G_1/G_2$ ağırlık oranı
$G_1$	Sürükleyici jet debisi kg/sn.
$G_2$	Emilen akışkan debisi kg/sn.
$\eta$	0,75 - 0,80 kinetik enerjiden potansiyel enerjiye dönüş verimi
$\xi$	Kayıp katsayısı
$g$	9,81 m/sn. <sup>2</sup>

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)

Kisaltmalar

A.V.S	American Vacuum Society
DIN	Deutsche Institut für Normung

## 1. GİRİŞ

Çağımızın hızla gelişen teknolojisi yeni endüstriyel üretim sistemlerinde, zaman zaman atmosferik basınçlar altına inme gereksinimini duymaktadır.

Düşük basınçlarda üretim yapma azalan maliyetler, artan kalite, düşük işletim masrafları nedeniyle gereken önemi kazanmakta ve bu nedenle geliştirilen yeni teknikler, yeni araştırmalar kendi terminolojisini de beraberinde ortaya çıkarmaktadır.

Bu bölümde Vakum Terminolojisi'nde geçen terimler, Vakumlama Sistemleri, Vakum Pompaları, Vakum Ölçü Cihazları gibi tanıtıcı özellikler özetlemeye çalışılmıştır.

### 1.1. Vakum'un Tanımı

Sözcük olarak vakum Yunanca'dan türetilmiş olup, anlamı "Boş" demektir. Sıfır atmosfer, kusursuz vakum "Mutlak sıfır" sıcaklığa benzer, elde edilememiş, erişilememiştir. Ay'ın atmosferinin  $10^{-13}$  torr, Galaktik uzayda ise  $10^{-25}$  torr<sup>1</sup> olduğu tahmin edilmekte, burada metre küp başına birkaç madde partikülü ihtiva ettiği sanılmaktadır.

Yeryüzünde vakum, bir basıncın atmosferden daha düşük olması gibi izah edilir. Yüksek vakumlama sistemleriyle Ay'daki derece ( $10^{-13}$ ) verilebilmekte ve bu atmosfer santimetre küpte 4000 molekül ihtiva etmektedir. Oysa Galaktik uzaya göre 1 milyar kez daha ke-siftir. Bundan dolayı vakum relatif bir kavramdır. Bu noktada vakum "Manometre basıncı" ve "Mutlak basınç" ile ifade edilecektir. Yeryüzünde atmosferik basınç genellikle sıfır referansla hesaba alınır. Bu referansın pozitif ve negatif değişimleri manometre basıncı olarak adlandırılır.

---

<sup>1</sup>Torr vakum için standart basınç ölçüsüdür. 0°C ta 1mm Hg sütununa tekabül eder.

Yüksek vakum sistemlerinde atmosferik diferansiyel basınç manometreleri, atmosferik değişimlerin ölçümleri etkileyebilirliğinden dolayı kullanılmazlar. Referans atmosferden mutlak sifıra değiştirilir. Bu da kusursuz vakuma eşdeğerdir. Netice olarak yüksek vakum hücrelerinde basınç mutlak sıfırın üzerindedir.

## 1.2. Vakum Dereceleri

Vakum dereceleri mutlak basınç seviyesinin tersi olarak ifade edilir. A.V.S'nin standart komitesince belirlenen derecelendirme çizelge 1.1'de gösterilmiştir.

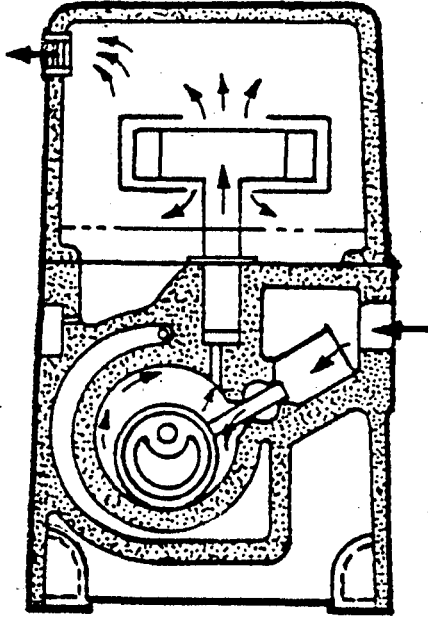
Çizelge 1.1. Vakum dereceleri

DÜŞÜK VAKUM .....	Atmosfer - 10 torr
ORTA VAKUM .....	100 torr - $10^{-2}$ torr
YÜKSEK VAKUM .....	$10^{-3}$ torr- $10^{-5}$ torr
ÇOK YÜKSEK VAKUM .....	$10^{-6}$ torr- $10^{-8}$ torr
AŞIRI YÜKSEK VAKUM .....	$10^{-9}$ torr- aşağısı

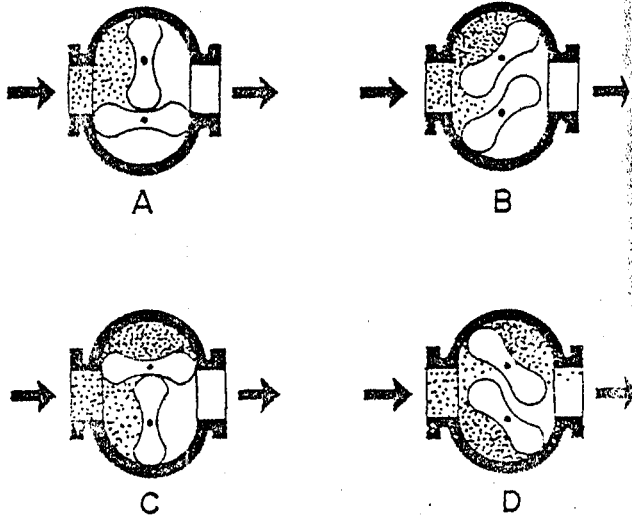
## 1.3. Vakum Pompaları

Vakum sistemlerinin ana ögesi "Mekanik" pompalardır. Genelde bu pompa arzu edilen vakum seviyesinde çalışmasını sürekli ve verimli bir biçimde devam ettirmek ister. Sisteme olan kaçaklar vakumun zayıflamasına neden olup, yüksek vakum seviyesi için yardımcı bir pompa, mekanik pompa ile devreye sokulur. Buna neden, yüksek vakum pompasının atmosferik basınca eksoz yapamamasıdır. Mekanik pompalar  $10^{-2}$  torr'dan daha küçük basınç elde etmek için rahatlıkla kullanılabilir. Böyle bir pompanın enine kesiti Şekil 1.1'de gösterilmektedir. Şekilde oklar akış yönünü ve dönel pistonun pompalamadaki hareketini göstermektedir. Çalışma noktası  $10^{-1}$  torr'un altındadır. Mekanik pompalarda kondanse gazları pompalamada sorunlar çıkabilir. Bu tür sorunlar yardımcı pompa kullanılarak giderilmektedir.

Mekanik pompalarla birlikte kullanılan yardımcı pompalara örnek olarak "Çok Loblu" pompalar gösterilebilir. Böyle iki loblu bir pompanın işletme diyagramı Şekil 1.2'de gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Mekanik pompa

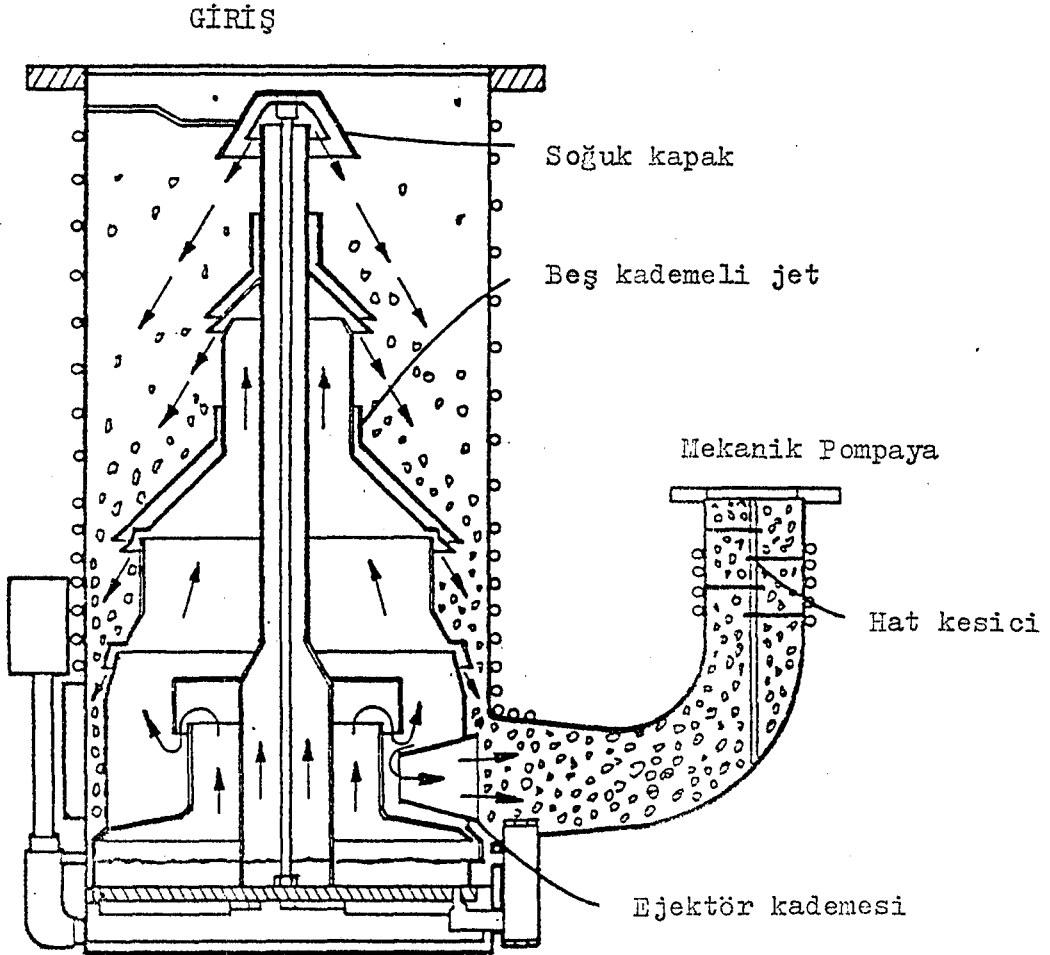


Şekil 1.2. İki loblu bir pompanın işletme diagramı

(A) boşaltılacak gaz taralı alanı doldurur. (B) rotor avansı ile gaz bu alana akar. (C) belli hacimde gaz yakalandığında, (D)

yeniden rotorun avansı ile çıkış tarafına gaz atılır.

Şekil 1.3, bir Difüzyon pompanın kesitini göstermektedir. Difüzyon pompanın tabanında yağ, elektrik ısıtıcısıyla buharlaştırılır. Yakıt buharı basınçla memeye yüksek hızla girer. Ağır yağ molekülleri pompalanmaya başlanan gaz molekülleriyle çarpışırlar ve kuvvetle aşağı düşerler. Yağ soğutma pompası çeperlerinde kondanse olarak tekrar boylere döner. Tutulan gaz molekülleri sayesinde vakum yaratılmış olur.



Şekil 1.3. Difüzyon pompası



Vakum tesislerinde kullanılan pompa tipleri, çalışma aralıkları, kullanım özellikleri çizelge 1.2'de gösterilmektedir.

Çizelge 1.2. Vakum pompası tipleri

POMPA TİPİ	ÇALIŞMA ARALIĞI (Torr)	KULLANIM
Mekanik	Atm. - $10^{-3}$	yardımcı pompaların arkasında
Loblu pompa	$50 - 10^{-4}$	verim artışı $10^{-2}$ ile $10^{-4}$ sınırları içindedir.
Ejektör	$1 - 10^{-4}$	" "
Difüzyon	$10^{-3} - 10^{-8}$	yüksek vakum sınırında yüksek hız
Moleküler	$10^{-2} - 10^{-9}$	özel amaçlı kullanımlarda
İsa	$10^{-3} - 10^{-10}$	uzun periyotlarla yüksek vakum sev.

#### 1.4. Vakum Manometreleri

Tüm vakum sistemlerinin temel problemlerinden biri de sistemdeki basıncın hassas ölçümüdür. Bu nedenle vakum ölçücü aletlerde aranacak önemli özellik, direkt olarak dışarıdan okunabilmesi veya yazıcı cihazlarda bulunan ibrenin hareketinin elektrikli sinyallere çevrilmekle kontrol cihazının işletilebilmesidir.

Böyle ibrelerde kullanılan skala tipleride, ölçücü aletin cinsine ve vakum derecesine göre değişmektedir. Örneğin, vakum derecesinin yalnızca tek "onluk"lu olması durumunda  $10^{-3} - 10^{-4}$  gibi lineer skala yeterli olabiliyorken vakum derecesi büyüdükçe logaritmik skala kullanımı daha hassas olmaktadır. Manometre tiplerine bağımlı

olarak, vakum derecelerini ve skala türlerini gösteren tablo çizelge 1.3'de gösterilmiştir.

Manometre tiplerini kısaca tanımlamak gerekirse,

#### 1.4.1. Mekanik Manometreler

Bourdon tüpü ve diyafram mekanik manometreler, sistem basıncı ile atmosfer arasındaki farklılığa göre kullanılmaktadır. Genellikle mutlak basınç üniteleri için kalibre edilmişlerdir. Tahmini limiti 1 torr dur. Elektriki çıkış mümkün olabilmektedir (DIN, 1984).

#### 1.4.2. McLeod Manometreleri

Yüksek vakum işleri için, McLeod manometresi sık sık ana standart olarak kullanılmaktadır. Çalışma sınırı  $10 - 10^{-4}$  torr arasındadır (DIN, 1984).

#### 1.4.3. Termal Manometreler

Termal manometrelerin çalışma prensibi, sıcak yüzeylerden yayılan enerji ile orantılı olan gaz basıncı temeline dayanmaktadır. Termokupl, Pirani, Bimetalik manometreler termal manometreler sınıfına girerler. Çalışma sınırları  $0,5 - 10^{-3}$  torr arasındadır (DIN, 1984).

#### 1.4.4. İonizasyon Manometreleri

En hassas ölçüm cihazlarıdır. Çalışma prensibi moleküllerin elektronlarla çarpışması sonucu, ion oluşumu temeline dayanır. İon oluşum derecesi direkt olarak basınçla değişmektedir. Sıcak katot, soğuk katot (Phillips) manometreleri bu sınıfa girerler. Çalışma sınırları  $10^{-2} - 10^{-11}$  torr arasındadır (DIN, 1984).

## Çizelge 1.3. Vakum manometre sınıflaması

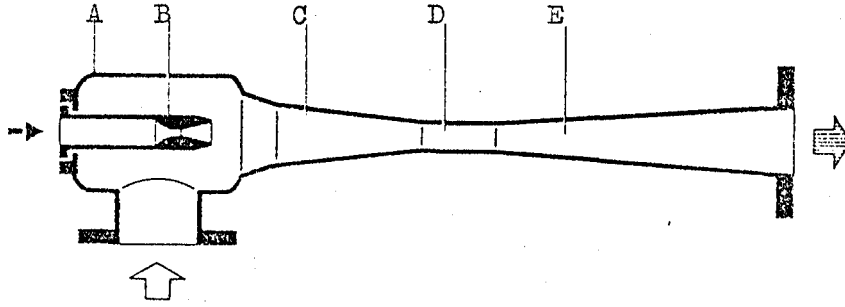
Manometre Tipi	Çalışma Aralığı (Torr)	Skala Tipi
Mekanik	760 - 5	Genellikle lineer
McLeod	5 - $10^5$	Lineer ve logaritmik
Termal		
1. Termokupl	0.5 - $10^{-3}$	
2. Pirani	2.0 - $10^{-3}$	Genellikle logaritmik
3. Bimetalik	1.0 - $10^{-3}$	
İonizasyon		
1. Sıcak katot	$10^{-3}$ - $10^{-11}$	
2. Soğuk katot	$10^{-2}$ - $10^{-7}$	Logaritmik

## 2. JET POMPALAR

Jet pompa kavramı, hareketli parçası olmayan pompa veya akışkanların kontrollü şartlar altındaki hareketinden yararlanmak olarak tarif edilir.

Yüksek hız üretmek üzere dizayn edilmiş meme, akışkanın basınç enerjisini, hız enerjisine dönüştürür. Yüksek hızlı akışkan karışım hücresinde emme akışkanın bu hücreye akmasını sağlamak üzere, düşük basınçlı bir alan meydana getirir. Emme akışkanı ile temasa gelen hareket akışkanının hızı azalır<sup>1</sup>. Birleşik hızla difüsöre giren karışım akışkanının hız enerjisi, büyük bir oranda basınç enerjisine dönüştürülür. Şekil 2.1'de görüleceği gibi, bir jet pompanın üç temel parçası, (1) Hareket memesi yada Nozul, (2) Emme hücresi yada gövde, (3) Difüsör dür.

<sup>1</sup>İdealde, uniform karışım akışının hızı ile, hareket ve emme akış hızı arasında bir hızda, momentum değişimi vardır.



- A : Emme hücresi  
 B : Hareket memesi  
 C : Giriş konisi  
 D : Boğaz difüzör  
 E : Çıkış konisi

Şekil 2.1. Jet pompa enine kesiti

Jet pompalar, kullanımı ve maliyetinin düşüklüğü nedeni ile ülkemizde bilhassa gıda sanayiinde çok kullanılmaktadır (Pancar, 1987).

### 2.1. Jet Pompaların Sınıflandırılması

Jet pompalar için yapılan en genel sınıflama DIN 24290 normunda yer almaktadır. Çizelge 2.1 bu norma göre yapılan sınıflamayı göstermektedir.

Bir başka sınıflandırmada Ejektör, Eduktör, İnjektör, Jet Kompresör, Sifon olarak yapılmaktadır (Karassik, 1974).

- Ejektör :: Tüm jet pompaların genel ismi olarak kullanılmaktadır. Çıkış basıncı, hareket ve emme basıncı arasındadır.  
 Eduktör : Hareket akışkanı olarak sıvı kullanan jet pompasıdır.  
 İnjektör : Çıkış basıncı, hem hareket hem de emme basıncından yüksek, kondanse gaz kullanan jet pompanın genel tipidir.  
 Jet Kompresör: Gazların sıkıştırılmasında kullanılan jet pompasıdır.  
 Sifon : Sıvı jet pompasıdır. Hareket akışkanı olarak gaz yada kondanse buhar kullanır.

### 2.2. Jet Pompaların Endüstriyel Uygulamaları

Halen ülkemizde sık endüstriyel kullanım olanağı bulamamış olan jet pompalar, aslında yaygın bir kullanım sahasına hitap etmektedirler.

Jet pompaların daha iyi tanınabilmesi açısından, uygulama alanları ve ana özellikleri kısaca verilmeye çalışılmıştır.

Çizelge 2.1. Jet pompaların sınıflandırılması (DIN, 24290)

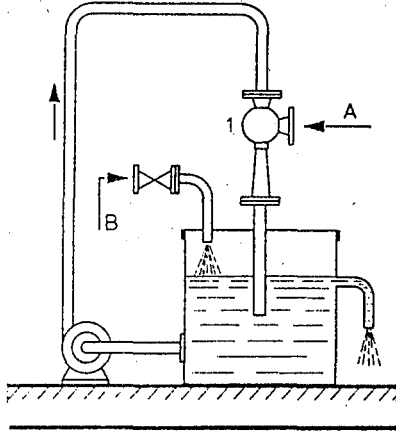
Hareket yanına göre emme yanına göre	Gaz Jet Pompa	Buhar Jet Pompa	Sıvı Jet Pompa
Jet Vantilatör	Gaz Jet Vantilatör	Buhar Jet Vantilatör	Sıvı Jet Vantilatör
Jet Kompresör	Gaz Jet Kompresör	Buhar Jet Kompresör	Sıvı Jet Kompresör
Jet Vakum Pompa	Gaz Jet Vakum Pompa	Buhar Jet Vakum Pompa	Sıvı Jet Vakum Pompa
Jet sıvı Pompa	Gaz Jet Sıvı Pompa	Buhar Jet Sıvı Pompa	Sıvı Jet Sıvı Pompa
Jet Katı Pompa	Gaz Jet Katı Pompa	Buhar Jet Katı Pompa	Sıvı Jet Katı Pompa

### 2.2.1. Sıvı Jet Vakum Pompaları

Sıvı jet vakum pompaları, genellikle hareket akışkanı olarak su kullanırlar. Maliyetleri düşük, güvenilir, bakımları kolaydır.

Temelde kullanım sahaları vakum üretim tesisleridir. Vakumla damıtma, vakumla kurutma işlerinde, ayrıca sifonların, sirkülasyon pompalarının ve kondenserlerin emme hatlarının boşaltılmasında da kullanılmaktadırlar.

Sıvı jet vakum pompalarında çıkış borusunun, sıvı seviyesinin altında olması, işletmede dikkat edilecek hususlardan birisidir (Şekil 2.2).



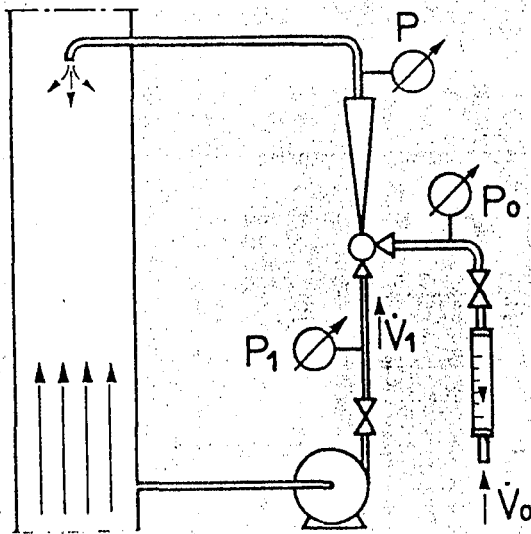
Şekil 2.2. Sıvı jet vakum pompa uygulaması

### 2.2.2. Sıvı Jet Gaz Kompresörleri

Gazların sıkıştırılmasında ve taşınmasında kullanılan jet pompalarıdır.

Hareket memesinde basınçla damlacıklara dönüşen sıvı karışım odasında gazla temasa gelerek, onu daha yüksek basınca sıkıştırılır.

İçme suyuna ozon karıştırma işlemi, bu tür pompalarla yapılabilmektedir.



Şekil 2.3. İçme suyu ozonlama işlemi (Wiegand, 1986)

### 2.2.3. Su Jetli Sıvı Pompalar

Hareketli ortam olarak su kullanan bu pompalar, sıvıların taşınmasında, karıştırılmasında kullanılmaktadır.

En önemli uygulama alanları, asit konsantrasyon tesisleri ve su arıtma tesisleridir.

İşletme özelliklerinden bazılarına değinecek olursak:

- (a) Emilecek sıvı düşük yoğunluktaysa, emme akışı yüksek
- (b) Hareket ve emme basınçları arasındaki fark yüksek, emme akışı düşüktür.

Özellikle asidik sıvıların nakli için, plastik (PVC) pompalar kullanılmaktadır.

### 2.2.4. Su Jetli Katı Pompaları

Bu tür pompalar hareketli sıvı yardımıyla, akabilir taneli matriyaller taşıyan jet pompalardır.

Çalışma prensibi diğer jet pompaları gibi olup, taşınacak malzeme hız kazanmış su jetiyle birlikte karışım kamarasına girer. Bu arada, Şekil 2.4'te görüldüğü gibi malzemenin tipine bağlı olarak çalkalama suyu huni içerisine spreyleneir. Böylelikle karışım istenilen yere boru yada hortum yardımıyla, başka bir pompaya gereksinim duyulmaksızın taşınır.

Su jetli katı pompalar kum, çakıl, tuz, aktif karbon iyon değıştirici reçine ve diğer tipteki kağıtların taşınmasında, reaktörlerin boşaltılması veya doldurulması işlemlerinde kullanılırlar.

İçme suyu dekarbonizasyon tesisinde doldurma ve boşaltma yapan su jetli katı pompalar şematik olarak, Şekil 2.5'te gösterilmektedir.

İşletme şartları, genellikle standart konstrüksiyonlarda, su akışı/materiyal, oranı 4:1'e göre dizayn edilmiş olup, karşı basınç 1-1,2 bar'dır.

Jet katı pompayla taşınacak yumuşak yüzeyli ve küçük boyutlu (max 1, 1.5mm) taneli malzemenin çalkalama suyu malzemenin %20'si kadardır. Eğer briket yada çubuk, keskin köşeli malzemeler taşınacaksa, yürütme suyu 5-10 kez daha fazla, çalkalama suyu da 1-3 kez daha





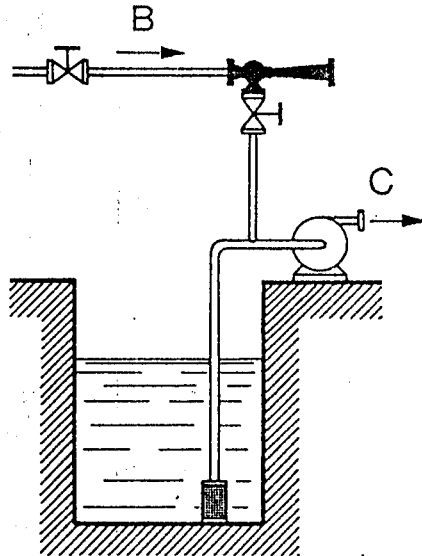
### 2.2.5. Buhar Jet Vakum Pompaları

Hareket akışkanı olarak, doymuş veya kızgın buhar kullanan bu tür pompalar, tek kademeli işletimlerinde max 100 mbar emme basıncı elde edebilmektedir. Daha düşük basınçlar gerektiğinde kademeli olarak kullanılırlar.

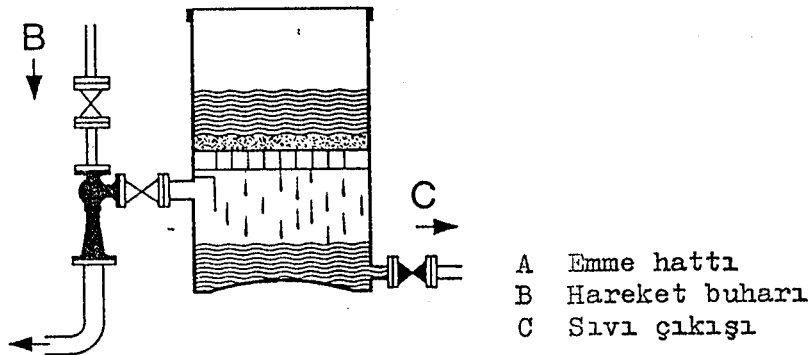
Tek kademeli buhar jet vakum pompalarının uygulama alanları olarak,

- Pompa emme hatlarının boşaltılmasında (Şekil, 2.6)
- Emme filtresi için vakum üretme (Şekil, 2.7)
- Sıvıların kaldırılmasında (Şekil, 2.8)

kullanıldıklarını söyleyebiliriz.

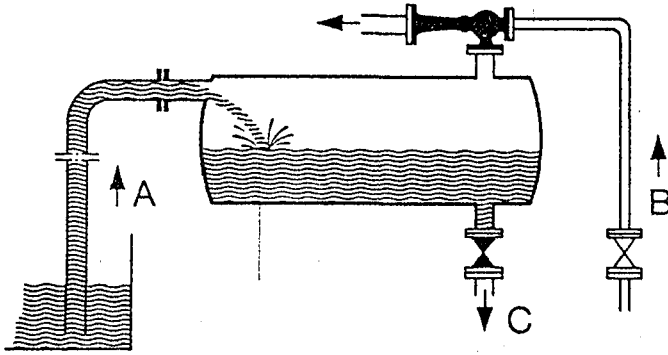


Şekil 2.6. Buhar jet pompasının bir santrifüj pompa emme hattının boşaltılmasında kullanımı



- A Emme hattı
- B Hareket buharı
- C Sıvı çıkışı

Şekil 2.7. Buhar jet pompasının emme filtresinde vakum oluşturma



Şekil 2.8. Buhar jet pompasının sıvıların kaldırılmasında kullanımı

#### 2.2.6. Buhar Jet Kompresörleri

Bu kompresörler, yüksek basınçlı buharın kinetik enerjisini kullanarak, düşük basınçlı buharları orta basınç seviyelerine sıkıştırırlar.

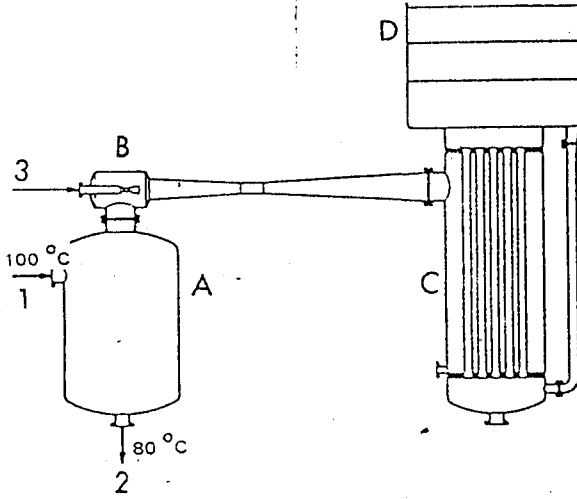
Diğer kompresörlerle mukayese edilecek olursa,

- Yüksek akış hızları için küçük boyutlar gereklidir. Böylelikle, vakumda büyük buhar hacimleri kolaylıkla elde edilir.
- Basit konstrüksiyonlar olduğundan, düşük yatırım maliyeti.
- Uzun işletme ömrü ve düşük bakım masrafları

gibi özellikleri görülebilir.

Buhar jet kompresörleri, damıtma buharlaştırma, koku giderme, gaz temizleme, kristalleştirme, soğutma, vakumla kurutma gibi uygulama alanlarına sahiptirler.

Evaporatör ve yüzey kondanserine bağlanmış bir jet kompresörünün "Isı Pompası" olarak kullanımı Şekil 2.9'da gösterilmektedir.



Şekil 2.9. Isı pompası olarak kullanılan buhar jet kompresörü ve evaporatör

#### 2.2.7. Vakumda Soğutma ve Kurutma

Bir sıvının buhar basıncından daha düşük bir basınca maruz bırakılmasıyla, sıvının buharlaşmaya ve kaynamaya başladığı görülür. İşte bu esnada sıvının sıcaklığında bir düşme olacaktır. Çünkü, sıvı buharlaşmak için gereken enerjiyi kendi iç enerjisinden almıştır. Bu soğuma etkisi daha düşük basınçlara doğru sürekli artar.<sup>1</sup>

Böyle metodlara dayanılarak yapılan soğutma türlerine "Çabuk Soğutma, Ani Soğutma" gibi isimler verilmektedir.

Soğutma ortamı olarak, sıvının kendisinin kullanıldığı soğutma sistemlerinde, soğutulacak sıvı özel soğutma ortamı kullanılmaksızın direkt olarak soğutulur. Bundan dolayı ısı değiştirici yüzeyler kullanımı ortadan kalkar.

<sup>1</sup> Bir sıvının kaynama sıcaklığı, düşük basınçlara inildikçe sürekli olarak azalma gösterir.

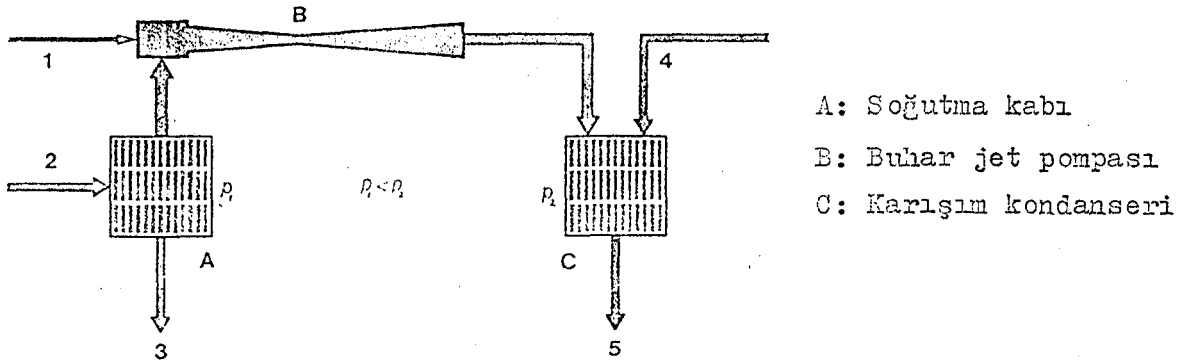
Böylelikle bu sistemlerin avantajları,

-Isı değiştirici yüzeylerin ortadan kalkmasıyla, bu tür yüzeylerin bozulması, kirlenmesi problemi yoktur.

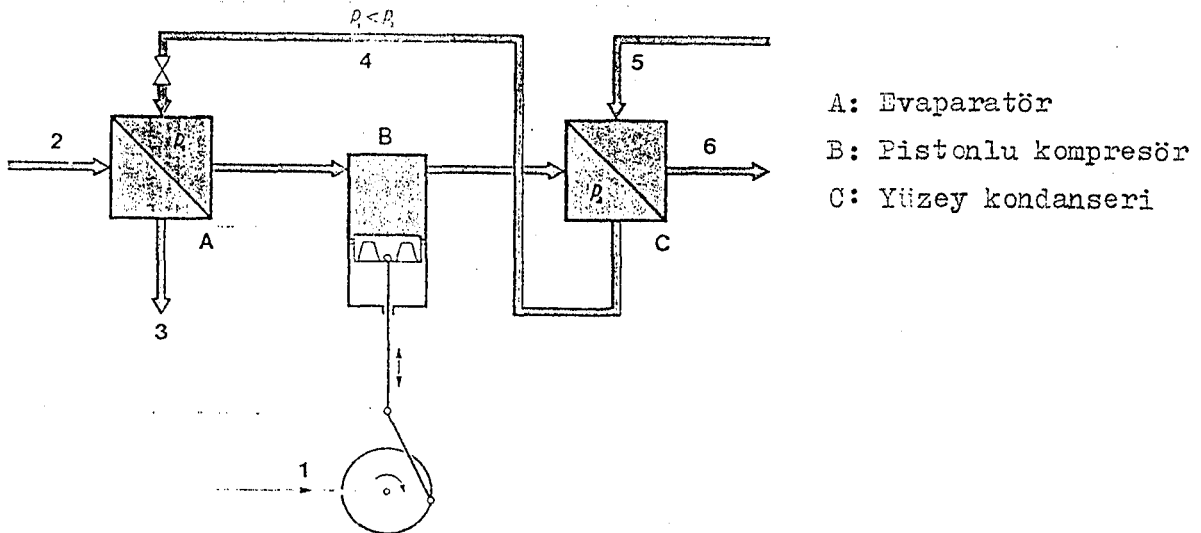
-Isı transferi sorunu olmadığından, enerjiden kazanılır.

-Düzeneklerin kullanımı basit konstrüksiyonlardır. Diğer sistemlere nazaran daha küçük boyutlarda olup, maliyeti daha düşüktür.

Bu her jet kompresörlerinin sıkça kullanıldığı, vakumla soğutma tesisleri genellikle soğutma ortamı olarak su veya sulu solüsyonlar kullanırlar. Böyle tesislerde buhar jet pompaları, sıkıştırmalı soğutma makinaları gibi iş görürler. Şekil 2.10 ve 2.11, şematik olarak soğutma sistemleri arasındaki farkları göstermektedir.



Şekil 2.10. Buhar jet pompayla soğutma prensibi



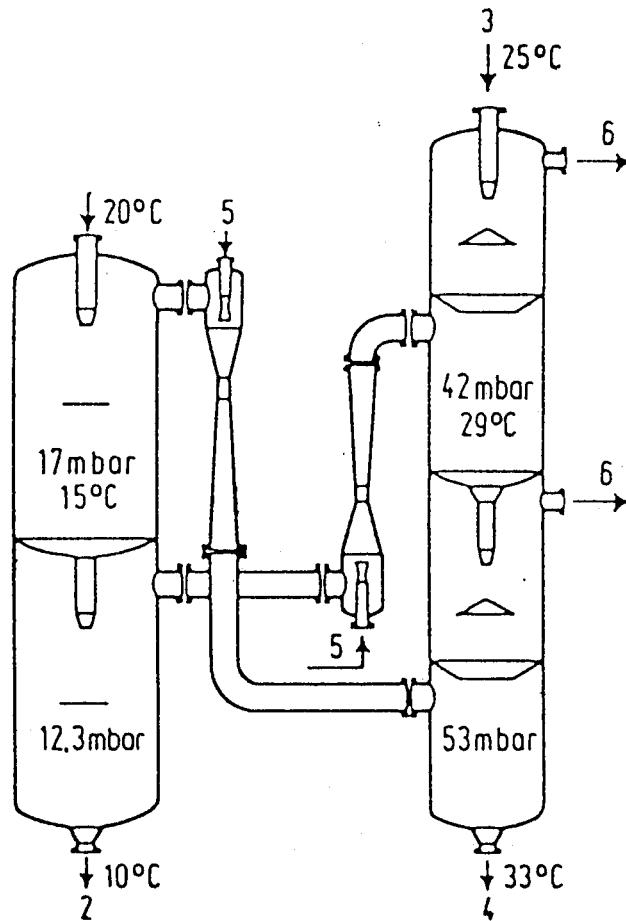
Şekil 2.11. Sıkıştırmalı soğutma makinasıyla soğutma prensibi

Buhar jet soğutma tesisleri, hareketli parçaları olmayan ve bundan dolayı bakım masrafları çok düşük olan tesislerdir. Başlıca parçaları, buharlaşma kabı, karışım yada yüzey kondenserleri, boru hatları ve buhar jet kompresörleridir. Kolaylıkla işletilebilmekte, soğutma limiti suyun donma noktasına bağlı olmaktadır. Buna karşın buhar jet soğutma tesisleri,

-İşletme zamanı kısa ise, örneğin yalnızca yazın yada kısmi işletme yapılacaksa,

-Buhar maliyeti düşük veya atık buhar mevcut ise, buhar elektrikten daha tercih sebebi ise,

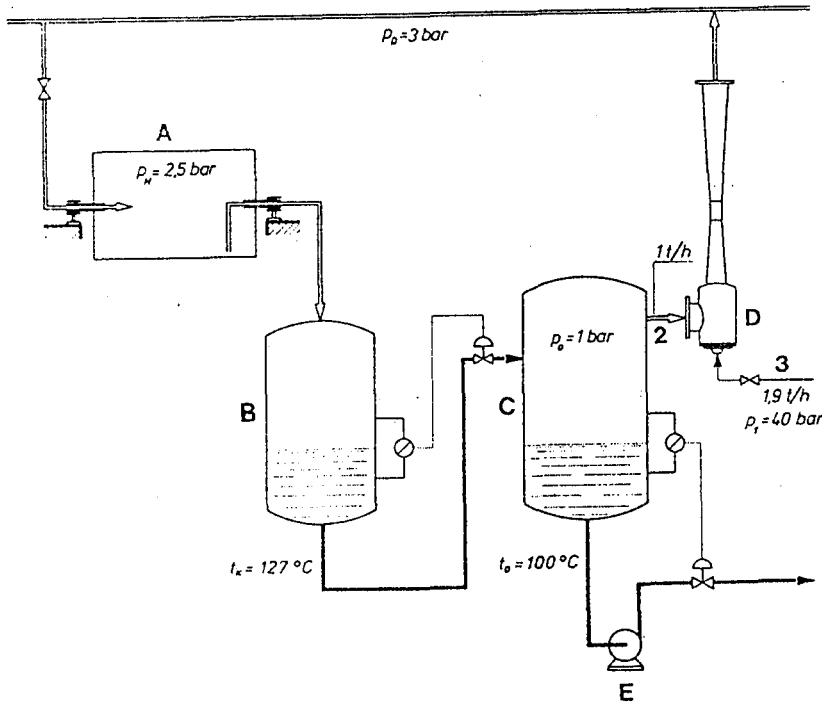
kullanılabilir olmaktadır.



Şekil 2.12. Buhar jet soğutma tesisi şematik gösterimi

Vakumla kurutma, prensip olarak basınç düşümüyle buharlaşmanın artması temeline dayanır. Bununla beraber endüstrideki uygulamalarından birisi de, buhar jet kompresörünün ısı kazandıran bir pompa olarak kullanılmasıdır.

Şekil 2.13'de gösterildiği gibi, "Kağıt yapma makinası" nın kurutma silindiri 2.5 bar da buharla ısıtılmaktadır. 127 °C ta üretilen buhar, basıncı düşürülerek 1 bar a getirilir. Yürütme buhar basıncı 40 bar olan jet kompresör 1 bar da bulunan ıslak buharı 3 bar a sıkıştırır. Böylelikle ısısını kaybeden buhar yeniden sisteme sokulmuş olur.



Şekil 2.13. Isı kazandıran bir pompa olarak, buhar jet kompresörünün kurutma silindirinde kullanımı

- |                  |                     |
|------------------|---------------------|
| 1 ısıtılan buhar | A kurutma silindiri |
| 2 ıslak buhar    | B separator         |
| 3 yürütme buharı | C ıslak kap         |
|                  | D buhar jet komp.   |
|                  | E kondanse pompası. |

### 2.2.8. Çok Kademeli Jet Pompalar

Tek kademeli jet pompalar belirli bir oranda sıkıştırma oranlarına sahip olduklarından, tek başlarına çok düşük basınç seviyelerine inmekte yetersiz kalmaktadırlar. Bu nedenle birbirlerine seri olarak bağlanarak, kademeli kullanılmaktadırlar.

Tek kademeli bir pompa için sıkıştırma oranı yaklaşık, 10 dan küçüktür. Bu tanımlamayı atmosferik basınca sıkıştırma yapan bir pompa için söyleyebiliriz. Eğer, kademeli bir sistem söyleyecek olursak, kademeler arası sıkıştırma oranı, her kademe için yaklaşık 14 tür. Bununla ilgili basit bir örnek verecek olursak, 0.3 mbar dan 56 mbar'a sıkıştırma yapacak bir sistemin sıkıştırma oranı  $56:0.3$  187 bulunur. Böyle bir sıkıştırma iki kademeli jet pompa kullanılarak elde edilebilirken, 0.1 mbar dan 56 mbar'a sıkıştırma yapmak için üç kademe gerekmektedir. Buradan, sıkıştırma oranının emme basıncına ve yürütme basıncına bağlı olduğu görülmektedir.

Çok kademeli jet pompa sistemlerinin temel elemanları kondenserlerdir. Sistemlerde "karışım" kondenserleri yada "yüzey" kondenserleri kullanılmaktadır. Kondanser kullanımındaki gereksinme yürütme buharının diğer kademelere geçmemesi, emilen havanın kademelerce atılmasından kaynaklanmıştır. Her kademede buharın yoğunlaştırılması gerektiğinden, kondenserler kademeler arasına yerleştirilir.

Kademeli jet pompa sistemlerinin teknik ve kullanım özelliklerine kısaca değinecek olursak,

#### (a) İki kademeli jet pompalar

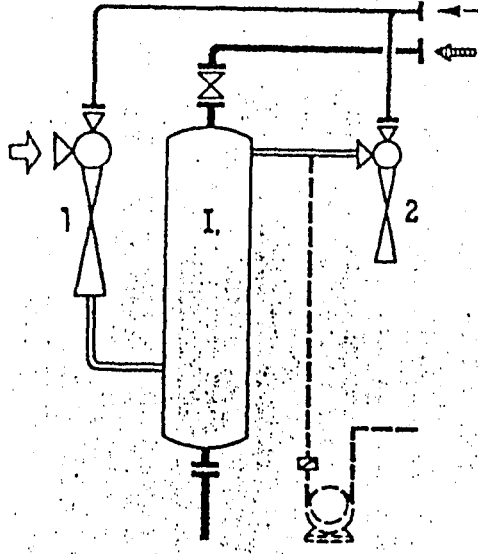
Karışım kondenseri ile kullanılarak 40 mbar dan atmosferik basınca sıkıştırma yapabilir. Küçük hava yüklerinin ve kondanserlerin boşaltılmasında kullanılır (Şekil, 2.14).

#### (b) Üç kademeli jet pompalar

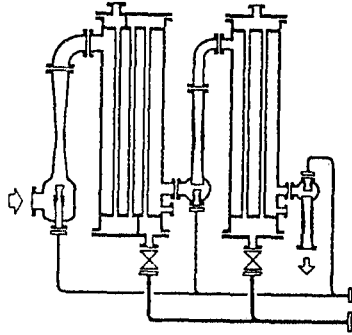
İki karışım kondanseri ile 40 mbar dan atmosfere sıkıştırma yapabilmekte, iki kademeli pompalara nazaran daha geniş hacimlerin boşaltılmasında kullanılmaktadır (Şekil, 2.15).

#### (c) Dört kademeli jet pompalar

Üç karışım kondanseri ile 4-40 mbar emme basıncına ulaşabilir. Pratik olarak her türlü vakum donanımlarında kul-



Şekil 2.14. İki kademeli buhar jet vakum pompası



Şekil 2.15. Üç kademeli buhar jet vakum pompası

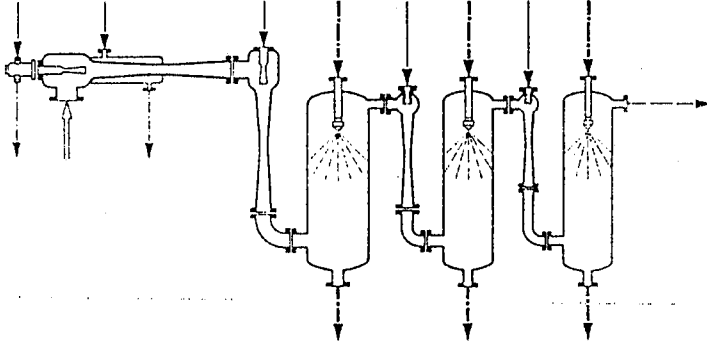
lanılır (Şekil, 2.16).

(d) Beş kademeli jet pompalar

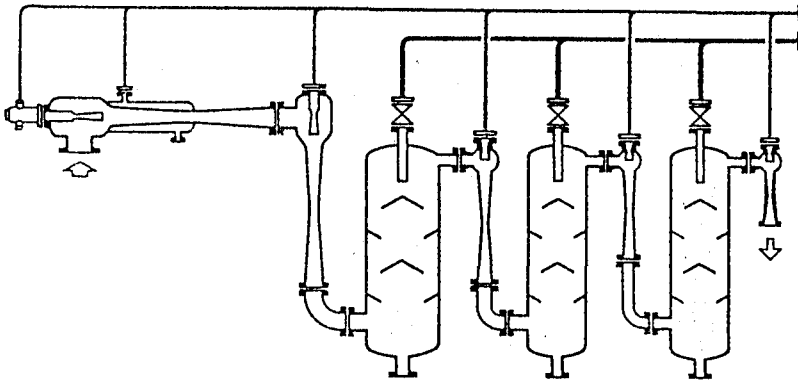
İlk üç kondenserden önce iki ön boşaltma kademesi vardır. Emme basıncı 0.2-4 mbar arasında olup, emme değerleri 0.5 kg/st ile 1000 kg/st arasında değişir. Eğer ön boşaltma



kademeli üçe çıkarılacak olursa, emme basıncı 0.01 mbar'a kadar inebilir. Kullanım alanları, sentetik elyaf üretiminde, çelik imalatının gaz giderme safhasında, koku gidermede, vakumda kurutma işlemlerindedir (Şekil, 2.17).



Şekil 2.16. Dört kademeli buhar jet vakum pompası

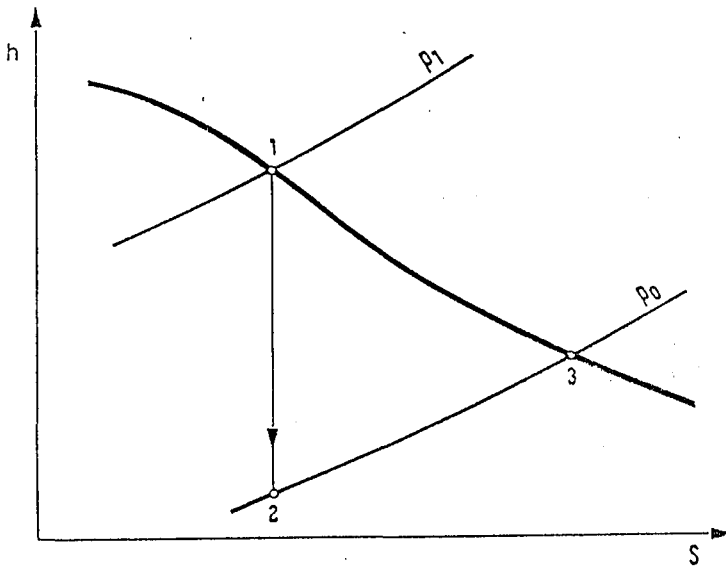


Şekil 2.17. Beş kademeli buhar jet vakum pompası

### 3. BUHAR JET POMPALARI TEORİSİ

Buhar jet pompaları hareket ortamı olarak kullanılan buharın kinetik enerjisinden faydalanarak gazların, sıvıların, katıların taşınmasında; vakum üretiminin büyük değerlerde olması durumunda sıkça kullanılmaktadır.

Şekil 3.1'de görüldüğü gibi, buhar hareket memesinde genişletilerek hızlandırılır. Bu işlem i-s diyagramında genişleme kaybı göz önüne alınmaksızın 1-2 dik hattı olarak görülmektedir. Burada 1 noktası doyma eğrisi üzerinde, 2 noktası ise ıslak buhar aralığında olup; bu noktada hız kazanmış buhar içerisinde su damlacıkları ortaya çıkmaya hazırdır.



Şekil 3.1. Hareket memesinde buharın genişleme işlemi

İşte bu noktada  $P_0$  basıncının 6 mbar'dan düşük olması halinde su damlacıklarının sıcaklığı  $0^\circ\text{C}$  in altında olup, buzlanma başlayacaktır. Böyle jet pompalarda difüzörün yakınsak bölümü ısıtmalı; aksi halde çeperlerdeki buzlanma nedeniyle akış kesiti daralacaktır.

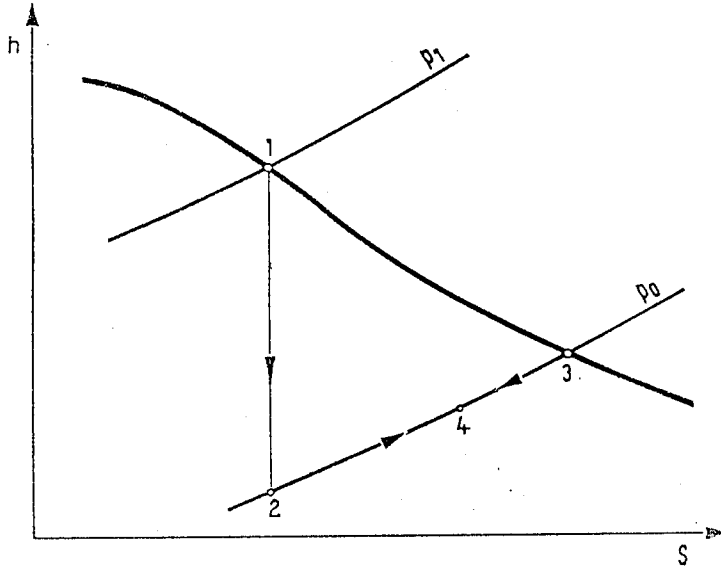
Buharın genişleme işleminde iç enerjinin bir kısmı kinetik enerjiye dönüşmekte ve hız elde edilmektedir. Bu şöyle formülüze edilebilir.

$$C = 44,72\sqrt{\Delta h} \quad \text{m/sn} \quad \Delta h \quad \text{kJ/kg}$$

$$c = 91,5\sqrt{\Delta h} \quad \text{m/sn} \quad \Delta h \quad \text{kCal/kg}$$

Genişleme oranının  $P_1/P_0 = 1,73$  ( $P_0/P_1 = 0,83$ ) olması durumunda buna "kritik basınç oranı" denir.- ses hızına ulaşılır.  $P_1/P_0$  oranı 1,73'ü geçmesi halinde süpersonik hız elde edilir. Süpersonik akış elde edebilecek memelerin yakınsak ve ıraksak bölümleri bulunmaktadır. Yakınsak kısmın bitimindeki en dar kesitte basınç  $P_s = P_1/1,73$  ise ses hızı elde edilir. ıraksak kısımda süpersonik hızla  $P_s$  den  $P_0$  a doğru genişleme devam eder.

Difüzörün yakınsak kısmında,  $P_0$  sabit basıncında hareket ve emme akışı karışımı olmaktadır. Karışımın işleminde impuls değişimiyle hareket akışkanı yavaşlamış emilen akışkan hızlanmıştır. Bu işlem Şekil 3.2'de 2 noktasıyla gösterilmiştir.

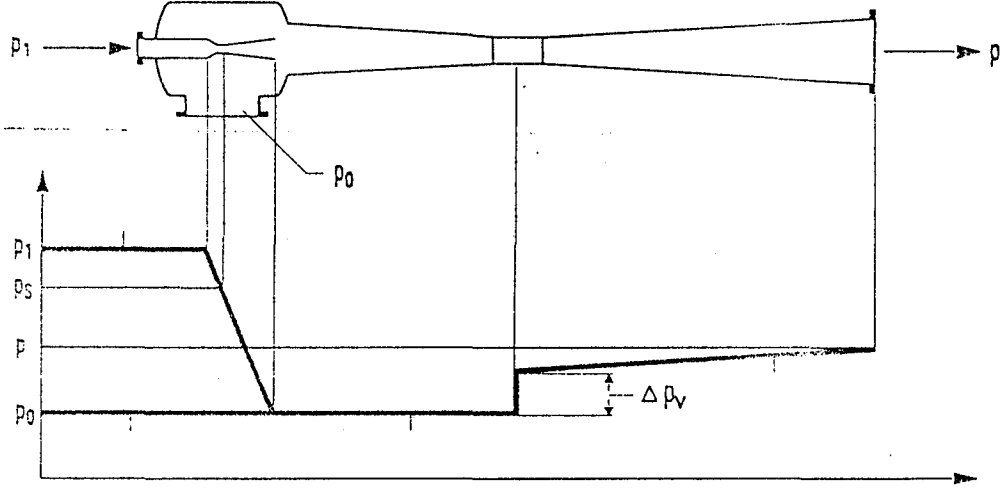


Şekil 3.2. (2) noktasındaki hareket buharı ile (3) noktasındaki emilen buharın karışım işlemi (4).

$P/P_0$  basınç oranına sıkıştırma (kompresyon) oranı denir.  $P/P_0$  değeri 1,73 den küçük, eşit yada büyük olmasına göre subkritik, kritik veya süperkritik basınç oranı olarak adlandırılır. Bundan dolayı difüzörün boğaz kısmında sübsonik, sonik veya süpersonik hız elde edilmektedir.

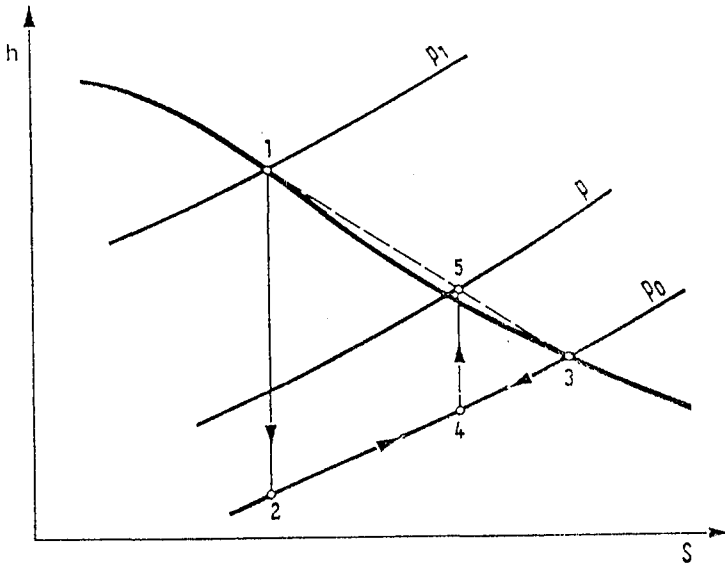
Bütün buhar jet pompalarında boğazda süperkritik sıkıştırma

oranı ve süpersonik hız vardır.



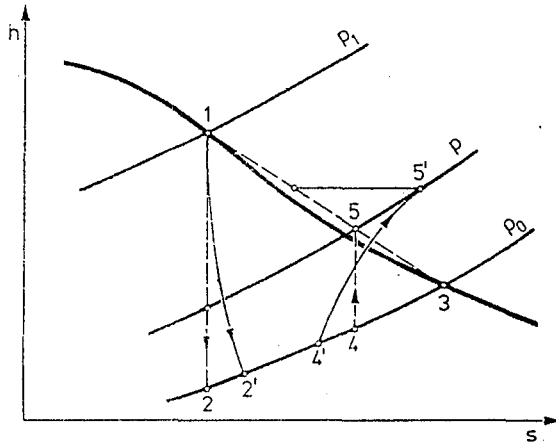
Şekil 3.3. Jet pompa kesiti boyunca basınç değişimi

Karışım akışının boğazı geçmesiyle akış hızı süpersonikten subsoniğe döner. Basıncın ani çıkışı görülür. Buna kompresyon şoku denmektedir. Kompresyon şoku jet pompa dışından hissedilebilir bir şekilde sıcaklık değişimi gösterir. En dar kesitin sonrasında, kesitin büyütülmesiyle hız sürekli azalarak basınç sürekli artar. Kayıpsız olarak bu işlem Şekil 3.4'te 4-5 dik hattı olarak görülmektedir.



Şekil 3.4. Karışım akışkanının  $P_0$  basıncından  $P$  basıncına sıkıştırılması işlemi

Gerçekte kayıplar gözönüne alındığında antropideki artışla genişleme 1-2' ve sıkıştırma 4'-5' eğrisi boyunca olmaktadır.



Şekil 3.5. Genişleme ve sıkıştırma işlemlerinin kayıplar gözönüne alınarak gösterimi

Karışımın jet pompadan ayrıldıktan sonraki sıcaklığı nedir? sorusu, 5' noktasından geçen sabit sıcaklık eğrisi yardımıyla cevaplandırıldığı gibi

$$h = \frac{M_1 \cdot h_1 + M_0 \cdot h_0}{M_1 + M_0} \quad \text{kJ/kg}$$

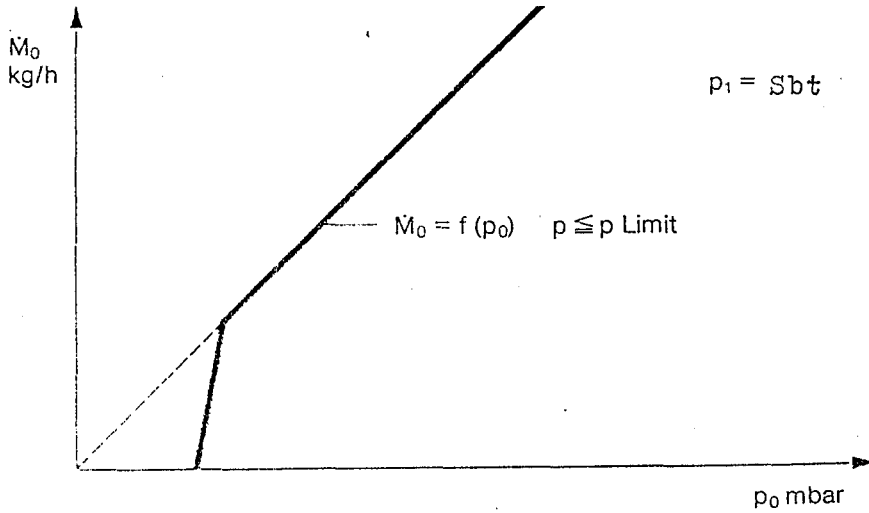
$$h = C_p \cdot T$$

formülleri yardımıyla da hesaplanabilir.

Genelde emme akışkanı olarak "hava" kullanıldığında çıkış sıcaklığı daha düşük olmaktadır.

### 3.1. Buhar Jet Pompalarının İşletme Karakteristikleri

Buhar jet pompalarına ait emme akışı  $M_0$  ile emme basıncı  $P_0$  arasındaki karakteristik eğri Şekil 3.6'da görülmektedir. Bu eğriye Emme Eğrisi denir.



Şekil 3.6. Buhar jet pompalarının emme eğrisi

Eğriden de anlaşılacağı üzere kırık noktadan itibaren emme akışı ile emme basıncı doğru orantılı olarak değişmektedir. Bu ifadeyi şöyle yazacak olursak

$$M_0 = k_1 \cdot P_0$$

Emme ortamının özgül hacmi ile emme basıncı arasında ters orantılı bir ilişki olduğunu söyleyebiliriz.

$$M_0 = k_2 \cdot \frac{1}{V_0} \quad \text{buradan}$$

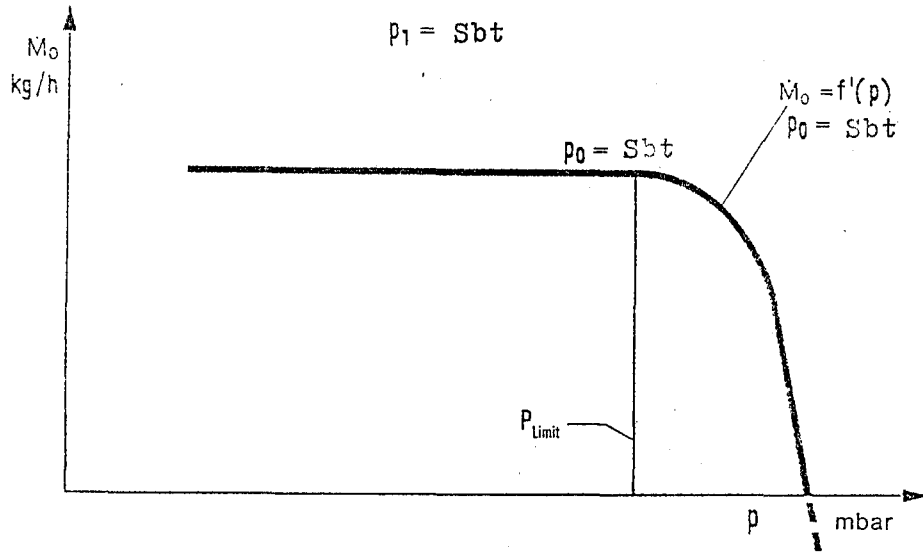
$$M_0 \cdot V_0 = \text{sabit} \quad \text{olacaktır.}$$

$$M_0 \cdot V_0 = V \quad \text{Hacim akışı yada emme kapasitesi denir.} \\ \text{m}^3/\text{h}$$

Böylelikle buhar jet pompalarının geniş bir aralıkta sabit hacimsel akış gerçekleştirebildikleri sonucu ortaya çıkmaktadır.

Karşı basınç  $P$  ile emme akışı  $M_0$  arasındaki ilgiyi veren eğri Şekil 3.7'de görülmekte olup; düşük karşı basınçlarda jet pompası

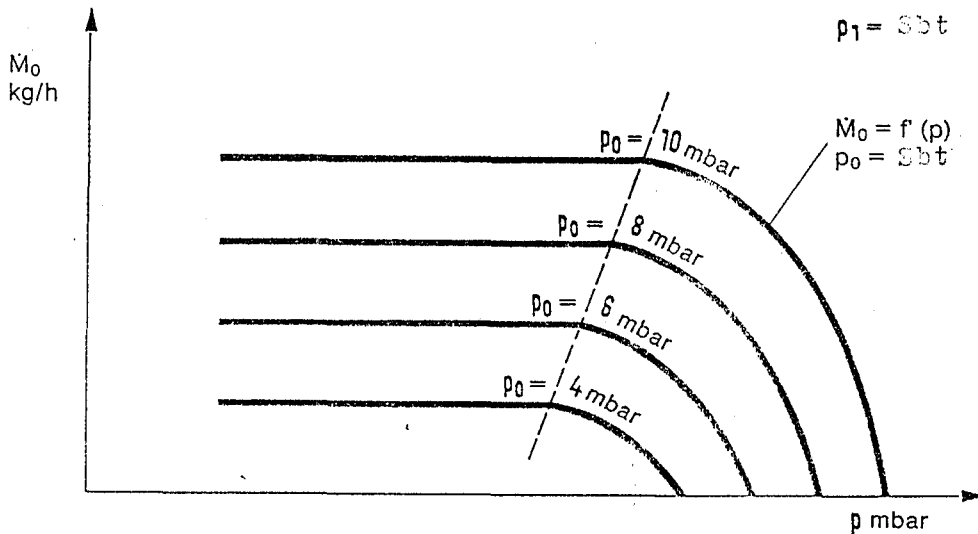
sabit emme akışı yapabilmektedir.



Şekil 3.7. Emme akışının karşı basınca göre değişimi

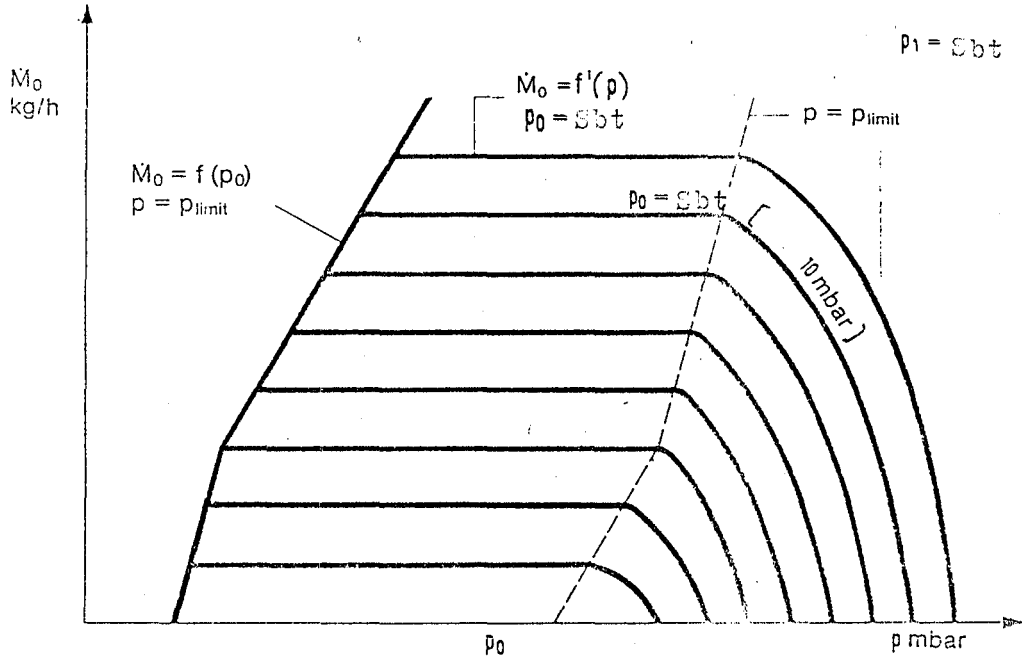
Fakat karşı basıncın belli bir limiti geçmesi halinde ( $P_{\text{limit}}$ ) pompa emme basıncını korumasına karşın, emme akışı sürekli azalma göstermektedir. Eğer karşı basınç daha da artacak olursa emme akışı ters yöne işleyecektir. Bu da pompanın emme yapamaması anlamına gelmektedir.

$P_0$  parametre olarak kullanılarak  $M_0 = f(P)$  eğrileri türetilebilir. Şekil 3.8'de görülen kesik çizgi limit karşı basıncı göstermektedir.



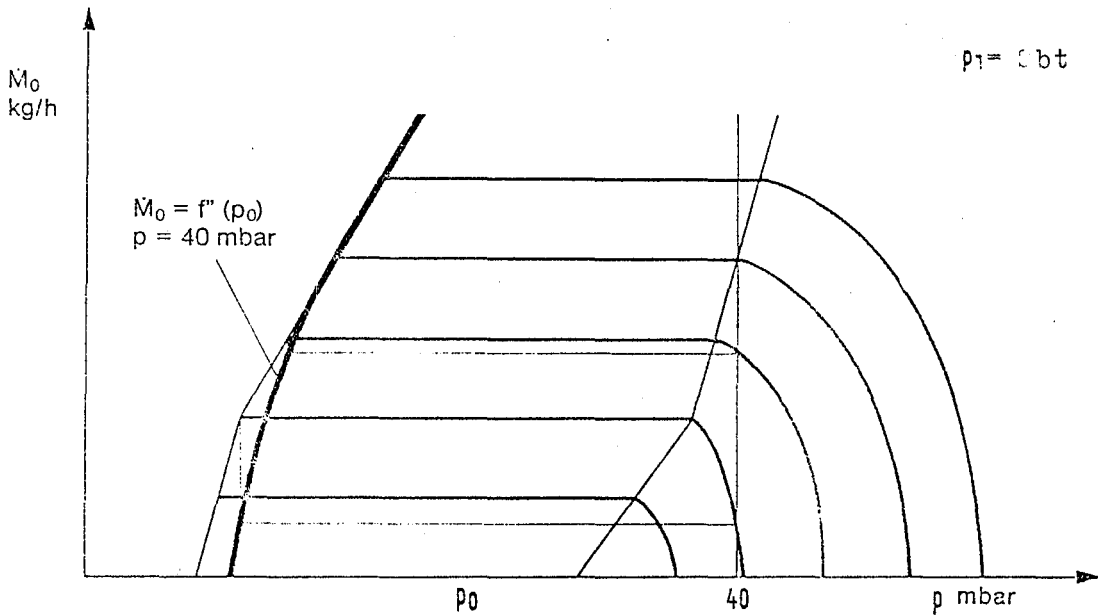
Şekil 3.8.  $M_0 = f(D)$ ,  $P_0 = sbt$  eğrileri

Buhar jet pompasının işletme karakteristiğini tamamiyle veren eğri şekil 3.6 ile şekil 3.8'in birleştirilmesiyle meydana getirilebilir.



Şekil 3.9. Buhar jet pompasının işletme karakteristiğini veren eğriler

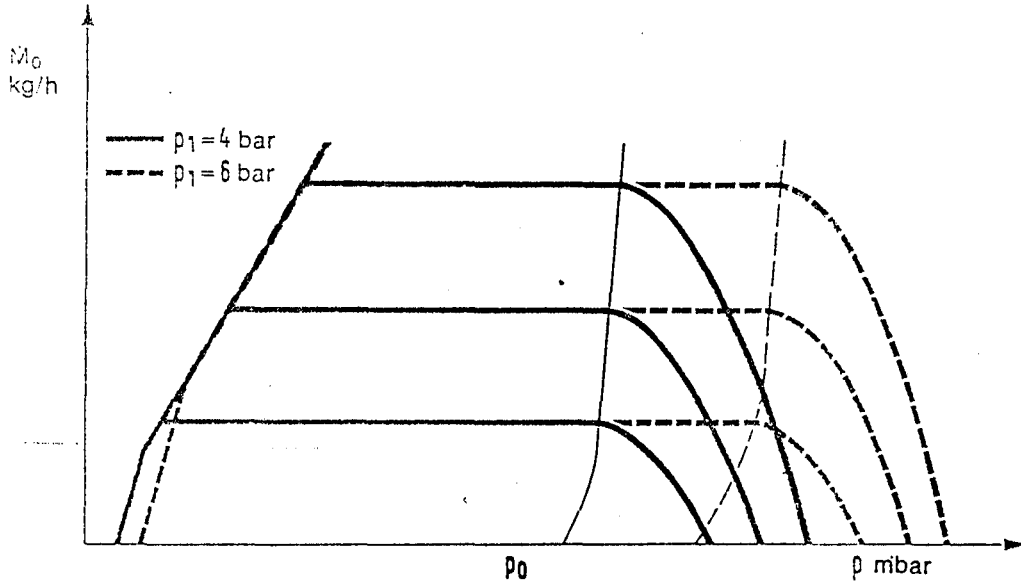
Yine sabit karşı basınçta  $M_0 = f(p_0)$  ilgisini görmek istenirse,



Şekil 3.10.  $M_0 = f(p_0)$   $P = sbt$  eğrisi



Hareket basıncının değiştirilmesiyle elde edilen eğrilerden anlaşılacağı gibi hareket basıncının temelde etkisi karşı basınca olmaktadır. Kırık noktanın üzerindeki emme eğrisi pratik olarak değişmemektedir.



Şekil 3.11.  $M_0 = f(P_0)$   $P_1 = 4$  bar, 6 bar eğrileri

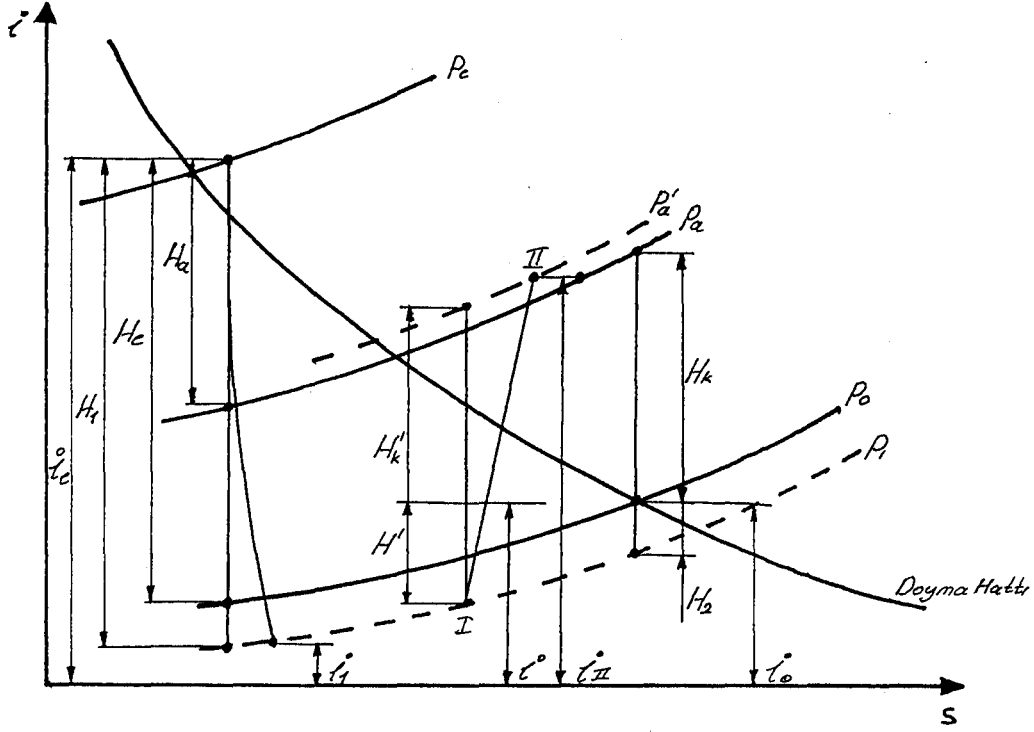
#### Özetle

1. Hareket basıncının değişimi yada hareket memesi boyutlarının değişiminin etkisi yalnızca karşı basınca olmaktadır. Emme eğrisinde bir değişiklik yaratmamaktadır.

2. Emme eğrisinin değişimi yalnızca difüzör boyutlarının değişimiyle olmaktadır.

Buradan anlaşılacağı gibi, pompa kapasitesini arttırabilmek, hareket memesi boyutlarını değiştirmekle mümkün olamamakta; difüzör boyutlarını değiştirmekle sağlanmaktadır.

## 3.2. Buhar Jet Pompa Hesabı



Şekil 3.12. Buhar için i-s diyagramında genişleme ve sıkıştırma

Gaz ve buhar için kullanılan jet pompaların analizi için "Enerji Denklemleri"ne bağlı olarak bir hesap tarzı yapılırsa, ısı gradyeni,  $i = H$ , için

$$i = C_p \Delta T = C_p (T - T') \dots \dots \dots (1)$$

bağıntısı kullanılabilir ve

$$\frac{T}{T'} = \left( \frac{P}{P'} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (2)$$

olduğundan Şekil 3.12'de görülen ısı gradyenleri  $H_e$ ,  $H_1$ ,  $H_2$  için

$$H_e = C_p T_e \left[ 1 - \left( \frac{P_0}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots \dots \dots (3)$$

$$H_1 = C_p T_e \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots \dots \dots (4)$$

$$H_2 = c_p T_0 \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots \dots \dots (5)$$

bağıntıları yazılır. Böylelikle H, kCal/kg olmak kaydıyla  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  hızları

$$c_0 = \varphi_1 \cdot 91,5 \sqrt{H_e} \dots \dots \dots (6)$$

$$c_1 = \varphi_1 \cdot 91,5 \sqrt{H_1} \dots \dots \dots (7)$$

$$c_2 = \varphi_2 \cdot 91,5 \sqrt{H_2} \dots \dots \dots (8)$$

bağıntılarıyla hesaplanabilir.

$$\alpha = \frac{c_2}{c_0} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} \sqrt{\frac{H_2}{H_e}} \dots \dots \dots (9)$$

bağıntısında  $\alpha$  değerini oranlı değer kabul ederek  $H_2$  kolaylıkla hesaplanır.

$$H_2 = \alpha^2 \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \right)^2 H_e \dots \dots \dots (10)$$

Karıştırma ve basma işlemini  $P_1$  basıncında yapıldığını kabul edersek  $c_m$ , karıştırma hızı için

$$c_m = \frac{\mu \frac{c_1}{c_0} + \alpha}{1 + \mu} c_0 \dots \dots \dots (11)$$

ve

$$\frac{c_1}{c_0} = 1 + \frac{\alpha^2}{1 + \varepsilon} \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \right)^2 \dots \dots \dots (12)$$

elde edilir. " $\varepsilon$ ",  $P_0$  ve  $P_1$  basınç hatları arasındaki basınç gradyenlerinin oranı olarak tanımlanabilir. Doyma hattında ve adyabatik eğride ölçülmek şartıyla

$$1 + \varepsilon = \frac{H_2}{H_1 - H_e} \dots \dots \dots (13)$$

Pratikte,  $1+\epsilon = 1,15 - 1,20$  olarak alınabilir.

Sıkıştırma basıncındaki karışımın  $i_m$  değeri enerji dengesinden elde edilerek

$$i_m = i_I = \frac{1}{1+\mu} (\mu i_e + i_o) - \left(\frac{C_m}{91,5}\right)^2 \dots \dots \dots (14)$$

yazılır. Sıkıştırma gradyeni üzerindeki I noktasından karışımın adyabatik sıkıştırma ile ( $C_a = C_o$  ihmal edilerek)

$$H_{k'} = \eta \left[ \left(\frac{C_m}{91,5}\right)^2 - \left(\frac{C_a}{91,5}\right)^2 \right] = \eta \psi_1^2 H_e \left[ \left(\frac{\mu \frac{C_1}{C_o} + \alpha}{1+\mu}\right) - \tau^2 \right] \dots \dots \dots (15)$$

ve

$$H_k' \approx H_k + H_2 = H_k + \alpha^2 \left(\frac{\psi_1}{\psi_2}\right) H_e \dots \dots \dots (16)$$

ayrıca gazlar için sıkıştırma gradyeni,

$$H_k = C_p T_o \left[ \left(\frac{P_a}{P_o}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \dots \dots \dots (17)$$

ile hesaplanabilir.

(15) ve (16) bağıntılar birbirlerine eşitlenip, oranlanacak olursa,

$$w = \sqrt{\frac{1}{\eta \psi_1^2} \frac{H_k}{H_e} + \alpha^2 \left(\frac{\psi_1}{\psi_2}\right)^2 + \tau} \dots \dots \dots (18)$$

ve ağırlık oranı

$$\mu = \frac{w - \alpha}{\frac{C_1}{C_o} - w} \dots \dots \dots (19)$$

elde edilir.

Böylelikle seçilecek  $\alpha$  değerleriyle  $\mu$  kolaylıkla hesaplanabilir; en iyi  $\alpha$  değeri de tayin edilmiş olur.

I-II hattının uç noktası için

$$i_{II} = i_c = i_m + \left(\frac{C_m}{91,5}\right)^2 \dots \dots \dots (20)$$

yazılabilir. Bu II noktasının P' basınç hattında tanımlanmasını sağlar. Karışımın özgül hacmi  $v_{III}$ , i-s diyagramından okunarak. Gerekli çıkış kesiti

$$F_a = \frac{G_2(1+\mu) v_{III}}{C_o} \dots \dots \dots (21)$$

ile hesaplanır.

Karıştırma nozulunun ender kesiti  $F'_m$ , karıştırma hızı ses hızını geçmediği sürece yani  $C_m < \sqrt{kRT_I}$  ise, teorik en dar kesit

$$F'_m = \frac{G_2(1+\mu)}{C_m} v_I \dots \dots \dots (22)$$

olacaktır. Mamafih,  $C_m$  ses hızını aştığı zaman  $F'_m$  aşağıda tarif edilebilir. I den II ye sıkıştırma sırasında ara basınç P için enerji denklemi,  $C = C_m$  hızıyla, sıkıştırma gradyeni H'

$$H' = \eta \left(\frac{C_m}{91,5}\right)^2 (1 - \xi^2) \dots \dots \dots (23)$$

daha sonra kabul edilecek  $\xi$  değerleriyle bulunabilir. i antalpisi de,

$$i = i_I + \left(\frac{C_m}{91,5}\right)^2 (1 - \xi^2) \dots \dots \dots (24)$$

ile bulunur. Özgül hacim v, i-s diyagramından okunarak veya hesaplanarak akış için gerekli kesit

$$F' = \frac{G_2(1+\mu) v}{\xi C_m} \dots \dots \dots (25)$$

olacaktır. F' nün tayihini takiben, kabul edilmiş  $\xi$  değerleriyle (0,9-0,8-0,7 .... vb) minimum  $F'_m$  değerine ulaşır.

Pratikte karıştırma nozulunun en dar kesiti teorik kesitten %30-50 daha büyüktür.

$$F_m = (1,3 - 1,5) F'_m \text{ dür} \dots\dots\dots (26)$$

Neticede jet pompanın verimi

$$\eta_s = \frac{H_k}{H_a} \dots\dots\dots (27)$$

olur.

### 3.3. Prototip Bir Model Jet Pompa Hesabı

Emme akışkanı "hava" için gerekli veriler;

$$P_o = 0,5 \text{ ata}$$

$$T_o = 20^\circ\text{C} = 293,15 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$R = 287 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$$

$$k = 1,4$$

$$i_o = C_p T_o \text{ ve } C_p = \frac{k}{k-1} R \text{ olduğundan}$$

$$i_o = \frac{k}{k-1} RT_o \dots\dots\dots (28)$$

$$i_o = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 293,15 = 294469,17 \text{ J/kg}$$

$$i_o = 70,44 \text{ kCal/kg} \dots\dots\dots (29)$$

Hareket akışkanı "hava" için gerekli veriler;

$$P_e = 5 \text{ ata}$$

$$T_e = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$R = 287 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$$

$$k = 1,4$$

$i_e$  (28) bağıntısı gibi yazılarak

$$i_e = \frac{k}{k-1} R T_e \dots\dots\dots (30)$$

$$i_e = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 298,15 = 299491,67 \text{ J/kg.}$$

$$i_e = 71,64 \text{ kCal/kg} \dots\dots\dots (31)$$

Bölüm 3.2'de (3) bağıntısında  $C_p$  değerini (28) gibi yazarsak

$$H_e = \frac{k}{k-1} R T_e \left[ 1 - \left( \frac{P_o}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots\dots\dots (32)$$

ve

$$H_k = \frac{k}{k-1} R T_o \left[ \left( \frac{P_a}{P_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \dots\dots\dots (33)$$

bağıntılarını elde ederiz. Böylelikle;

$$H_e = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 298,15 \left[ 1 - \left( \frac{0,5}{5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]$$

$$H_e = 144,36 \text{ kJ/kg}$$

ve

$$H_e = 34,537 \frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \text{ t} \dots\dots\dots (34)$$

$$H_k = \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 293,15 \left[ \left( \frac{1}{0,5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]$$

$$H_k = 64,489 \text{ kJ/kg ve } H_k = 15,428 \frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \dots\dots\dots (35)$$

değerleri bulunur.

$$\psi_1 = \psi_2 = 0,98 \dots\dots\dots (36)$$

kabulünü yaparak (10) bağıntısını,

$$H_2 = \alpha^2 H_e \dots\dots\dots (37)$$

biçiminde yazabiliriz. Buradan oranlı değer kabul edilerek;

$$\alpha = 0 \text{ için } H_2 = 0$$

$$\begin{aligned}
\alpha = 0,1 \quad \text{için} \quad H_2 &= 0,514 \\
\alpha = 0,15 \quad \text{için} \quad H_2 &= 0,777 \\
\alpha = 0,2 \quad \text{için} \quad H_2 &= 1,381 \\
\alpha = 0,25 \quad \text{için} \quad H_2 &= 2,15 \\
\alpha = 0,3 \quad \text{için} \quad H_2 &= 3,10 \dots\dots\dots (38)
\end{aligned}$$

değerleri bulunur.

$$1 + \varepsilon = 1,175 \dots\dots\dots (39)$$

kabul edilsin.

(6) bağıntısıyla

$$C_o = 0,98.91,5 \sqrt{34,537} = 626,97 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (40)$$

değeri elde edilir.

$\alpha$  oranlı değerleri için şu hesaplamalar yapılacak olursa;

$$\frac{C_1}{C_o} = \sqrt{1 + \frac{\alpha^2}{1 + \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2}\right)^2}}$$

$$w = \sqrt{\frac{1}{\eta \varphi_1^2} \left[ \frac{H_k}{H_e} + \alpha^2 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2}\right)^2 \right] + \zeta}$$

$$\mu = \frac{w - \alpha}{\frac{C_1}{C_o} - C_o}$$

bağıntılarıyla

$$\alpha = 0 \quad \text{için}$$

$$\frac{C_1}{C_o} = 1, \quad w = 0,774, \quad \mu = 3,437$$

$$\alpha = 0,1 \quad \text{için}$$

$$\frac{C_1}{C_o} = 1,004 \quad w = 0,783, \quad \mu = 3,09$$



$\alpha = 0,15$  için

$$\frac{c_1}{c_0} = 1,009 , \quad w = 0,794 , \quad \mu = 2,99$$

$\alpha = 0,2$  için

$$\frac{c_1}{c_0} = 1,016 , \quad w = 0,808 , \quad \mu = 2,923$$

$\alpha = 0,25$  için

$$\frac{c_1}{c_0} = 1,026 , \quad w = 0,827 , \quad \mu = 2,899 \approx 2,9$$

$\alpha = 0,3$  için

$$\frac{c_1}{c_0} = 1,037 , \quad w = 0,849 , \quad \mu = 2,920$$

$\alpha = 0,4$  için

$$\frac{c_1}{c_0} = 1,065 , \quad w = 0,903 , \quad \mu = 3,1$$

değerleri elde edilebilir ve  $\alpha$  nın en küçük yaptığı  $\mu$  değeri olan

$$\alpha = 0,25 , \quad \mu = 2,9 \quad \text{ve} \quad c_1/c_0 = 1,026 \dots\dots\dots (41)$$

değerleri seçilir.

(9) bağıntısında  $\alpha = C_2/C_0$  eşitliğinden

$$C_2 = 526,97 \cdot 0,25 = 131,74 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (42)$$

ve

(12) eşitliğiyle,

$$C_1 = 526,97 \cdot 1,026 = 540,67 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (43)$$

bulunur. (7) bağıntısından  $H_1$ 'i çekecek olursak

$$H_1 = \frac{C_1^2}{\varphi_1^2 91,5^2} \dots\dots\dots (44)$$

ve

$$H_1 = \frac{(540,67)^2}{(0,98)^2 (91,5)^2} = 36,35 \text{ kCal/kg} \dots\dots\dots (45)$$

olur. Karıştırma hızı için yazılmış olan (11) bağıntısıyla

$$C_m = \frac{2,9 \cdot 1,026 + 0,25}{1+2,9} \cdot 526,97 = 435,81 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (46)$$

ve (4) denkleminde P basıncı çekilerek

$$P_1 = 0,448 \text{ ata} \dots\dots\dots (47)$$

değeri elde edilir.

Enerji dengesi ifadesini

$$(\mu+1) i_{II} = \mu i_e + i_o \dots\dots\dots (48)$$

biçiminde yazarak

$$i_{II} = 71,33 \frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \dots\dots\dots (49)$$

ve (28) gibi  $i_{II} = C_p T_{II}$  den

$$T_2 = 296,86 \text{ }^\circ\text{K} = 23,71 \text{ }^\circ\text{C} \dots\dots\dots (50)$$

bulunur.

Adyabatik hal değiştirme için

$$\frac{T_{II}}{T_m} = \left( \frac{P_a}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots (51)$$

ifadesiyle,

$$T_m = 236,00^\circ\text{K} = -36,99^\circ\text{C} \dots\dots\dots (52)$$

elde edilerek, ses hızı ifadesinden

$$a^2 = k R T_m \dots\dots\dots (53)$$

$$a = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 236} = 307,93 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (54)$$

ve Mach sayısı

$$M = \frac{C_m}{a} \dots\dots\dots (55)$$

$$M = \frac{435,81}{307,93} = 1,41 \quad , \quad M > 1 \dots\dots\dots (56)$$

değeriyle ses hızını geçer.

Karışım hızının ses hızını geçtiğinde izlenecek yöntem ile,  
(Bkz.Bölüm 3.2), (23) nolu bağlantı

$$H' = \eta \left( \frac{C_m}{91,5} \right)^2 (1 - \zeta^2)$$

de  $\zeta$  ye değerler vererek

$$H' = \frac{k}{k-1} R T_m \left[ \left( \frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

ile

$$\left( \frac{P_x}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_x}{T_a} \dots\dots\dots (58)$$

bağıntıları yardımıyla

$\zeta = 0,9$	$H' = 3,34 \text{ kCal/kg}$	$P = 0,547$	ata	$T = 249,85^\circ\text{K}$
$\zeta = 0,8$	$H' = 6,32 \text{ kCal/kg}$	$P = 0,648$	ata	$T = 262,25^\circ\text{K}$
$\zeta = 0,7$	$H' = 8,96 \text{ kCal/kg}$	$P = 0,7448$	ata	$T = 273,22^\circ\text{K}$
$\zeta = 0,6$	$H' = 11,25 \text{ kCal/kg}$	$P = 0,844$		$T = 282,81$

değerleri elde edilir ve ideal gaz denklemi

$$Pv = R T \dots\dots\dots (59)$$

yardımla her değeri için

$$v_{0,9} = 1,337 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{0,8} = 1,185 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{0,7} = 1,069 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{0,6} = 0,981 \text{ m}^3/\text{kg}$$

değerlerini kullanarak

$$F' = \frac{G_2 (1+\mu) v}{\varphi C_m}$$

bağıntısıyla minimum  $F'_m$  ne ulaşılmaya çalışılır.

$$F' = 0,01329 G_2$$

$$F' = 0,01325 G_2 \dots\dots\dots (\text{minimum})$$

$$F' = 0,01366 G_2$$

$$F' = 0,01463 G_2$$

değerlerinden  $\varphi = 0,8$  için elde edilen  $F'$  değeri minimum olmaktadır.

### 3.3.1. Hareket Memesi Hesabı

Memede süpersonik akış için kritik basınç için ifade

$$\frac{P_{kr}}{P_e} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \dots\dots\dots (60)$$

değerini almakta ve  $P_e = 5$  ata için  $P_{kr}$ ,

$$P_{kr} = 2,64 \text{ ata} \dots\dots\dots (61)$$

olmaktadır.

Adyabatik akış için

$$v_{kr} = v_c \left(\frac{P_c}{P_{kr}}\right)^{\frac{1}{k}} \dots\dots\dots (62)$$

$$\frac{T_e}{T_{kr}} = \left( \frac{P_e}{P_{kr}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots (63)$$

ifadeleri yazılarak,

$$v_{kr} = 0,2754, \quad T_{kr} = 248,46^\circ K \dots\dots\dots (64)$$

ifade edilir.

(3) ve (6) ifadelerine benzer şekilde

$$H_{kr} = \frac{k}{k-1} R T_e \left[ 1 - \left( \frac{P_{kr}}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots\dots\dots (65)$$

$$C_{kr} = \psi_1 91,5 \sqrt{H_{kr}} \dots\dots\dots (66)$$

yazılabilir. Buradan,

$$H_{kr} = 11,95 \frac{kCal}{kg} \dots\dots\dots (67)$$

$$C_{kr} = 316,3 \text{ m/sn.} \dots\dots\dots (68)$$

ve

$$a_{kr} = \sqrt{k R T_{kr}} \text{ ifadesinden}$$

$$a_{kr} = 315,96 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (69)$$

bulunur.

$a_{kr} = C_{kr}$  olduğundan  $M = 1$  olup memenin en dar kesitindeki hızı belirler.

$$d_{kr} = 12,7 \text{ mm olsun (DIN, 28430)} \dots\dots\dots (70)$$

$$f_{kr} = \frac{G_1 v_{kr}}{C_{kr}} \dots\dots\dots (71)$$

bağıntısından,

$$G_1 = 0,145 \text{ kg/sn} = 522 \text{ kg/h} \dots\dots\dots (72)$$

ve  $\mu = 2,9$  eşitliğinden,

$$G_2 = \frac{0,145}{2,9} = 0,05 \text{ kg/sn} = 180 \text{ kg/h} \dots\dots\dots (73)$$

elde edilir.

### 3.3.1.1. Meme sonu kesiti hesabı

Meme sonunda basıncın  $P_0$  olduğu kabul edilerek

$$v_0 = v_c \left( \frac{P_e}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \dots\dots\dots (74)$$

bağıntısından

$$v_0 = 0,904 \text{ m}^3/\text{kg} \dots\dots\dots (75)$$

bulunur.

Difüsoöre girişte hızın memeden çıkıştaki hızdan daha yüksek olacağı ve basıncın  $P_1$  olmasıyla

$$v_1 = v_c \left( \frac{P_e}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \dots\dots\dots (76)$$

bağıntısından

$$v_1 = 0,978 \text{ m}^3/\text{kg} \dots\dots\dots (77)$$

olur. Böylelikle meme sonu kesiti için

$$f_0 = \frac{G_1 \cdot v_0}{C_0} \dots\dots\dots (78)$$

$$f_0 = \frac{0,145 \cdot 0,904}{526,97} = 2,48 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \dots\dots\dots (79)$$

ve

$$d_0 = 17,79 \text{ mm} \dots\dots\dots (80)$$

bulunur. Yine difüsoöre giriş kesiti için

$$f_1 = \frac{G_1 v_1}{C_1} \dots\dots\dots (81)$$

$$f_1 = \frac{0,145 \cdot 0,978}{540,67} = 2,62 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \dots\dots\dots (82)$$

$$d_1 = 18,27 \text{ mm} \dots\dots\dots (83)$$

Memenin iraksak bölümünün uzunluğu için  $\gamma$  açısı  $10-15^\circ$  arasında olması ve bu bölümün biraz kısa olmasının yararı açısından (Yalçın, 1986).

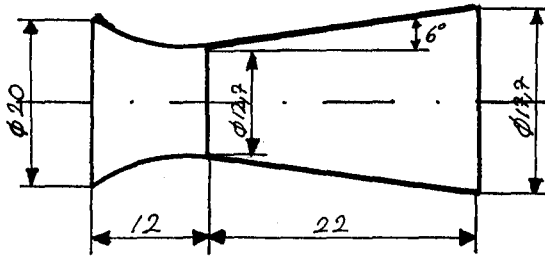
$\gamma = 12^\circ$  seçilerek

$$\text{tg } \frac{\gamma}{2} = \frac{d_o - d_{kr}}{2 l} \dots\dots\dots (84)$$

bağıntısıyla

$$l = 24,21 \text{ mm} \dots\dots\dots (85)$$

bulunur.



Şekil 3.13. Meme boyutları

### 3.3.2. Difüzör boyutlandırılması

Teorik olarak (25) bağıntısıyla tesbit edilen  $F'_m$  değerinde  $G_2$  yi koyacak olursak

$$F'_m = \frac{0,05 (1+2,9) 1,185}{0,8 \cdot 435,81} = 6,625 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \dots\dots\dots (86)$$

Pratikte  $F_m = 1,3 - 1,5 F'_m$  olduğundan

$$F_m = 1,3 \cdot 6,625 \times 10^{-4} = 8,6125 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \dots\dots\dots (87)$$

ve

$$d_m = 33,11 \text{ mm} \dots\dots\dots (88)$$

bulunur.

Emme akışkanının giriş kesitindeki  $v_{01}$  değeri

$$v_{01} = 1,857 \text{ m}^3/\text{kg} \dots\dots\dots (89)$$

olduğundan. Giriş kesiti için

$$f_2 = \frac{G_2 v_{01}}{C_2} \dots\dots\dots (90)$$

$$f_2 = \frac{0,05 \cdot 1,857}{131,74} = 7,0479 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \dots\dots\dots (91)$$

elde edilerek, toplam giriş kesiti için teorik olarak

$$f_1 + f_2 = 2,62 \times 10^{-4} + 7,0479 \times 10^{-4} = 9,6707 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (92)$$

Pratikte,

$$F_1 + F_2 = (1,3 - 1,5) f_1 + f_2 \dots\dots\dots (93)$$

$$F_1 + F_2 = 1,3 \cdot 9,6707 \times 10^{-4} = 1,2572 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \dots\dots\dots (94)$$

ve

$$d_{F_1 + F_2} = 40 \text{ mm} \dots\dots\dots (95)$$

Böylelikle difüzör giriş açısı  $\gamma_1 = 4^\circ$  ve çıkış açısı  $\gamma_2 = 10^\circ$  seçilerek boyutlandırma yapılır (Pancar, 1987).

$$\text{tg}2 = \frac{d_{F_1 + F_2} - d_m}{24} \dots\dots\dots (96)$$

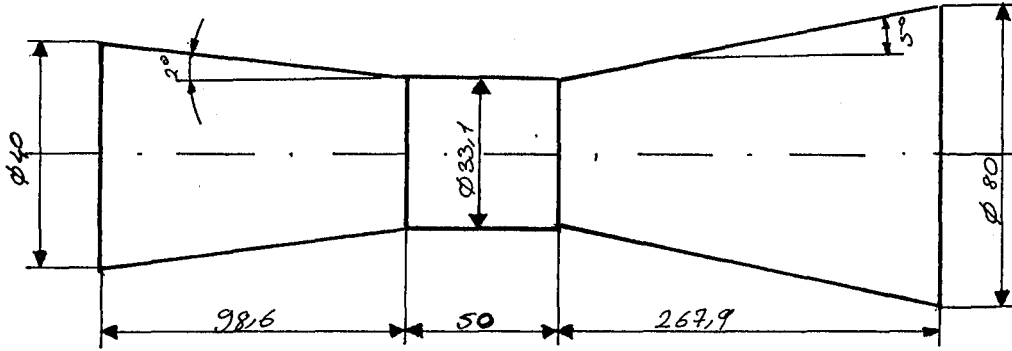
$$L_1 = 98,65 \text{ mm} \dots\dots\dots (97)$$

$$\text{tg}5 = \frac{d_A - d_m}{2 L_2} \dots\dots\dots (98)$$

$$L_2 = 267,97 \text{ mm} \dots\dots\dots (99)$$

bulunur.





Şekil 3.14. Difüzör boyutları.

Sonuç olarak jet pompanın verimi için (3) ifadesine benzer şekilde;

$$H_a = \frac{k}{k-1} R T_e \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \dots \dots \dots (100)$$

$$H_a = 110,39 \text{ kJ/kg} = 26,41 \text{ kCal/kg} \dots \dots \dots (101)$$

ve

$$\eta = \frac{H_k}{H_a} = \frac{15,428}{2,9 \cdot 26,41} = 0,201, \quad = \%20,1 \dots \dots \dots (102)$$

bulunur.

#### 4. MODEL JET POMPA İMALİ VE DENENMESİ

Tez çalışması kapsamında yapılan hesaplamalarla prototip model jet pompa imal edilerek, laboratuvar şartlarında denemesi yapılmıştır.

##### 4.1. İmalat ve Montaj Özellikleri

Model jet pompa imalinde malzeme olarak; hareket memesi için piring, difüzör için St 42 çeliği ve emme hücresi için de dökme demir kullanılmıştır.

Difüzör bölümü üç ayrı parça halinde imal edilerek emme hücresine montajı sapmalarla gerçekleştirilmiştir. Ayrıca difüzör iç çeperleri taşlama işlemine tabii tutularak akışkanın sürtünme direncinin minimum olmasına çalışılmıştır.

Hareket memesi montajı vidalı bağlantıyla gerçekleştirilerek hem memenin rahat yer değiştirebilmesi hem de kolaylıkla sökülüp takılabilmesi sağlanmıştır.

Model jet pompanın denemesi esnasında sabitleneceği bir sehpa da imal edilerek, pompa bu sehpa tesbit edilmiştir.

##### 4.2. Deney Tesisatı ve Karakteristik Eğrilerin Çıkarılması

Laboratuvar şartlarında dört adet santrifüj pompa paralel bağlanarak deneme esnasında,  $Q=2,14 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sn}$  ve  $P_e=1,75$  ata değerleri elde edilmiştir.

Karakteristik eğrilerin çıkarılabilmesi için gerekli emme debilerinin ölçümünde, jet pompanın emme ağzına 1" lik boru ve bu boruya bağlı bir vana ilavesi yapılmıştır.

Emme basıncının ölçümü "U" manometreyle-manometre sıvısı civa kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Emme borusuna sızdırmaz bir biçimde bağlantısı yapılmıştır.

Emme borusu üzerindeki vananın her defasında biraz daha fazla açılarak değer alındığı deney sonuçları, Çizelge 4.1'de ve deney tesisatının şematik gösterimi Şekil 4.1'de görülmektedir. Deney sonuçları neticesinde basınç-debi ve basınç- $\mu$  ilişkisini gösteren karakteristik eğriler Şekil 4.2a ve b olarak verilmektedir.

#### 4.2.1. Teorik değerlerle deney sonuçlarının mukayesesi

Teorik olarak jet pompalar için çıkarılmış bulunan

$$h + \frac{C_2^2}{2g} = \frac{1}{g(F_1 + F_2)} \left[ F_1 C_1^2 + F_2 C_2^2 - F C_m^2 \right] \dots\dots\dots (1)$$

bağıntısı yardımıyla emme yüksekliğinin tayini yapılabilmektedir,

Prototip model jet pompa ile alınan

ve

$$Q_1 = 2,14 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sn} \text{ değerleri}$$

$$Q_1 = S_1 \cdot U_1 \dots\dots\dots (2)$$

bağıntısında kullanılarak

$$U_1 = 16,98 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (3)$$

bulunur. Yine (2) ye benzer şekilde Çizelge 4.1'de elde edilen emme debilerinden bir örnek olan  $Q_2 = 0,8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sn}$ . ve  $F_2 = 1,13 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  ile

$$Q_2 = S_2 \cdot U_2 \dots\dots\dots (4)$$

$$U_2 = 0,707 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (5)$$

bulunur.

$$F_1 C_1 + F_2 C_2 = F C_m \dots\dots\dots (6)$$

eşitliğinde  $F = (F_1 + F_2) = 1,25 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  değeri kullanılarak

$$C_m = \frac{2,14 \times 10^{-3} + 0,8 \times 10^{-3}}{1,25 \times 10^{-3}} = 2,35 \text{ m/sn} \dots\dots\dots (7)$$

değeri elde edilir.

Bu sonuçlar (1) bağıntısında yerlerine koyularak emme yüksekliği için

$$h = 2,426 \text{ m} \dots\dots\dots (8)$$

bulunur.

Jet pompalarda en iyi verim hareket jetinin doğrudan difüzör boğazına boğazına boşaltma yapması halinde gerçekleşmektedir (Pancar, 1987).

İmal edilen pompanın difüzör boğaz kesiti  $F_m = 8,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$  olarak (1) bağıntısında yerine koyulacak olursa

$$h = 3,166 \text{ m} \dots\dots\dots (9)$$

olmaktadır.

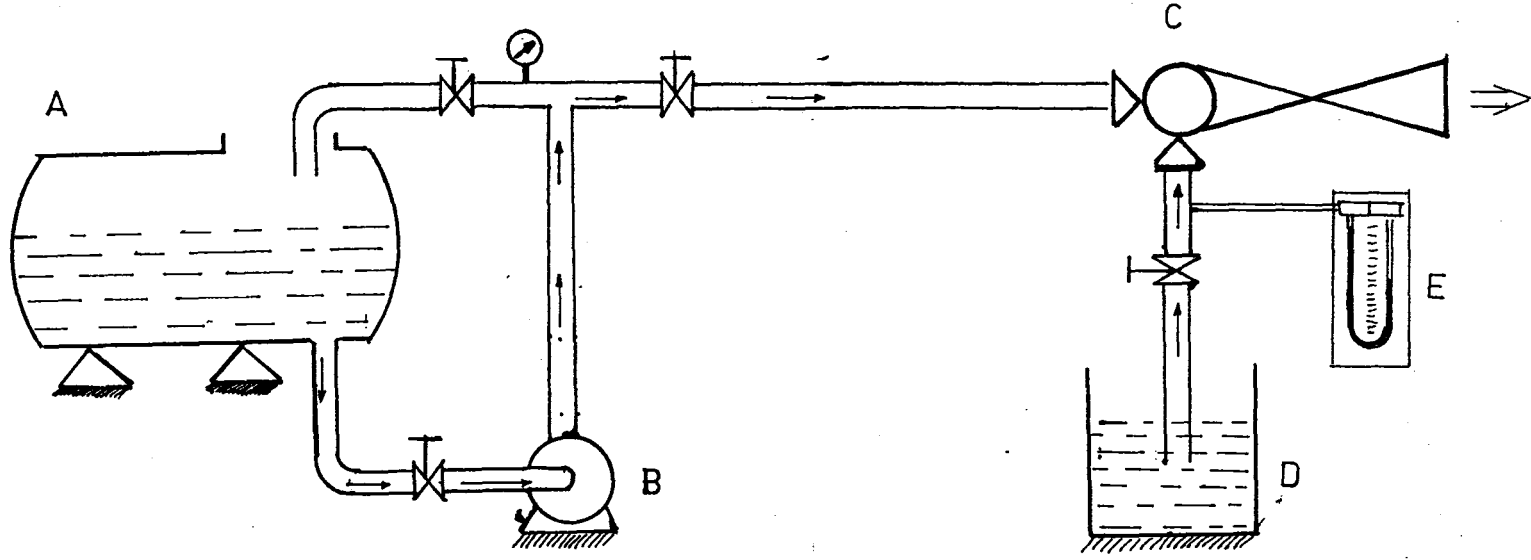
Sürtünme kayıplarının, vana kayıplarının ve hava kaçaklarının dikkate alınmaksızın elde edilen teorik değerlerle deney sonuçlarının birbirine yakınlığı dikkate değer bir unsur teşkil etmektedir.

Çizelge 4.1. Deney sonuçları.

Q(lt/sn)	P(ata)	$H^1$ (m)	$\mu$
0	0,8235	1,82	$\infty$
0,32	0,8267	1,79	6,68
0,507	0,8317	1,73	4,22
0,74	0,8453	1,59	2,89
0,8	0,8725	1,31	2,67
0,82	0,8861	1,17	2,6
0,84	0,9	1,033	2,54

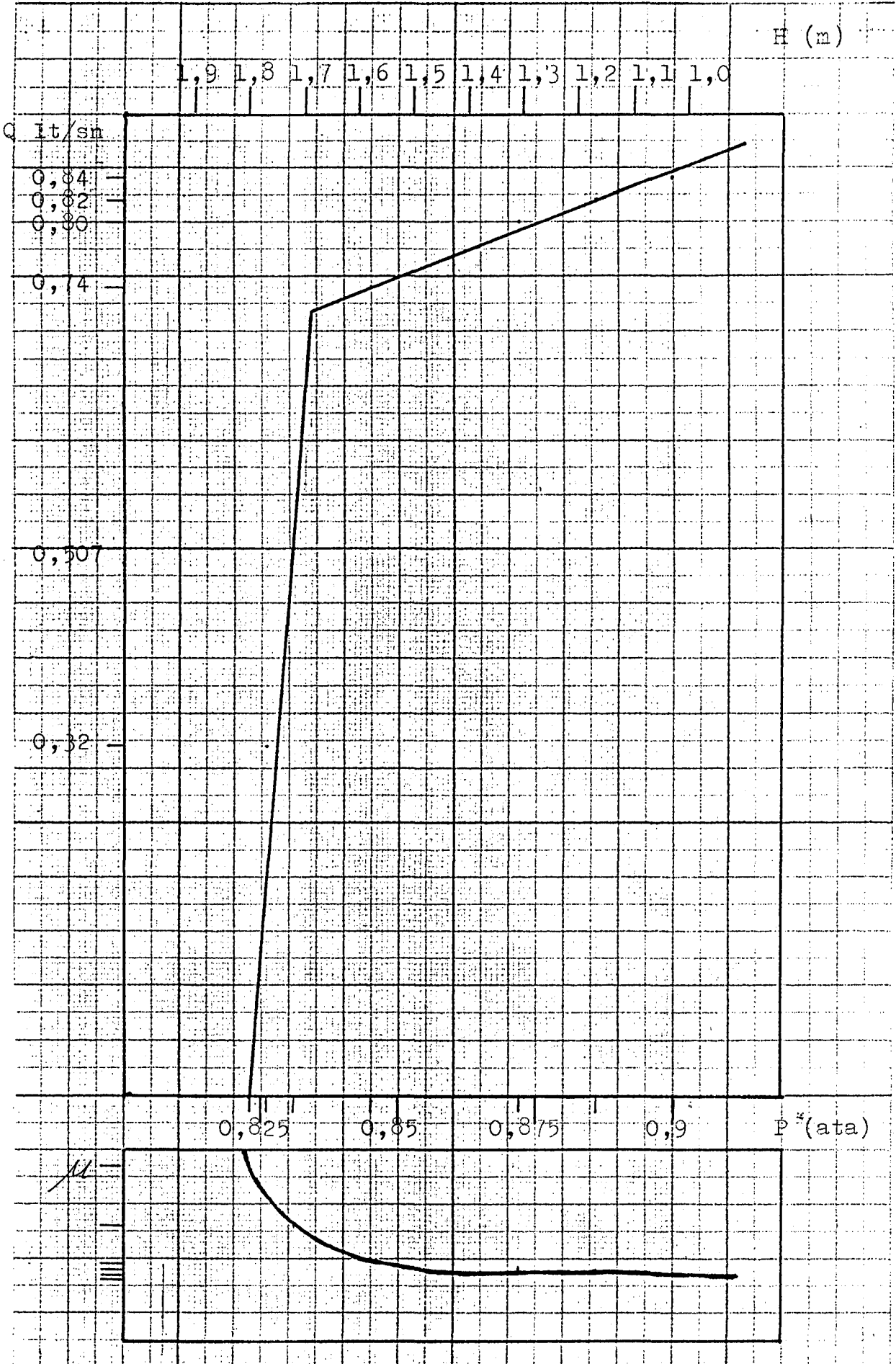
---

$H^1$ , emme yüksekliğini (m) göstermektedir.

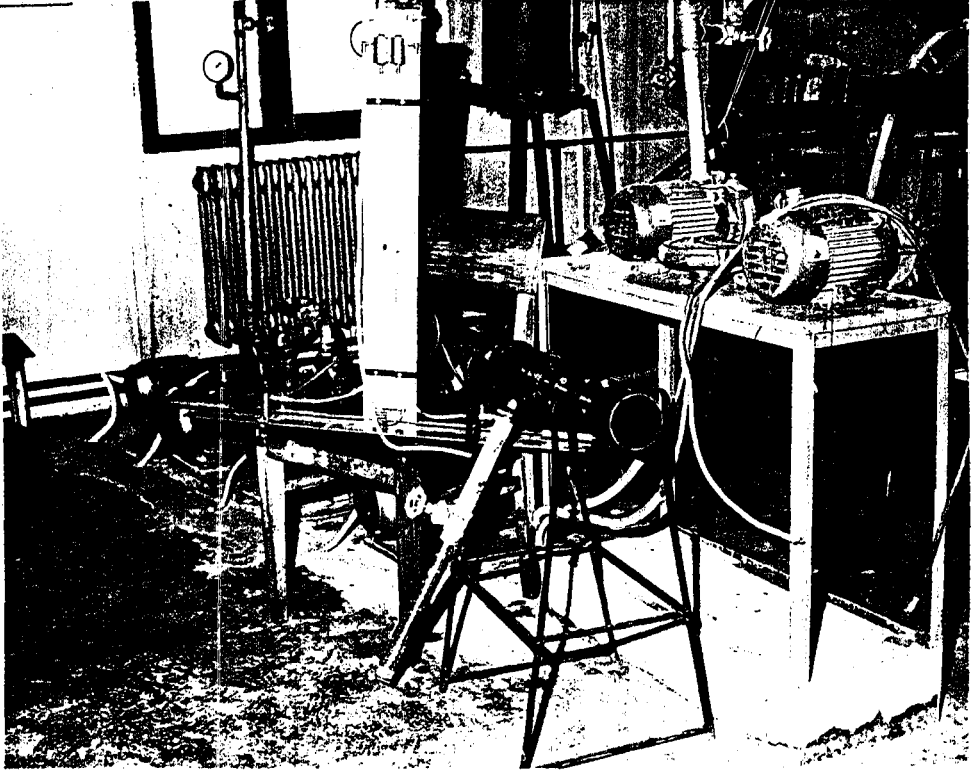
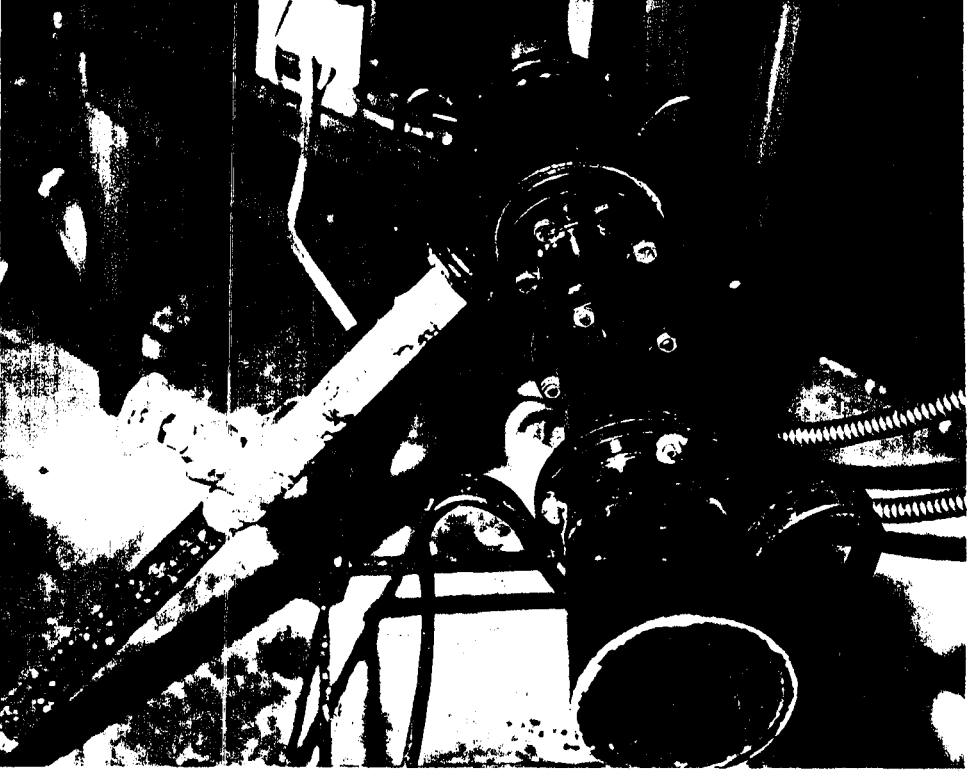


Şekil 4.1. Deney tesisatının şematik gösterimi.

A : Depo      B: Santrifüj pompa grubu      C: Jet pompa  
D : Debi ölçüm kabı      E: "U" manometre



Şekil 4.2. Model jet pompaya ait karakteristik eğriler.



Şekil 4.3. Model jet pompa ve deney tesisatı fotoğrafları.

## 5. SONUÇLAR

Yapılan tez çalışması ile jet pompaların yaygın endüstriyel kullanım alanlarına sahip olduğu gözlenerek, bu kullanım alanlarında uygulanan modelleri kısaca açıklamaya çalışılmıştır.

Hareket emme akışkanlarının "hava" emme basıncı  $P_0=0,5$  ata verilerine dayanarak, prototip bir model jet pompanın hesaplamaları ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Karakteristik eğrilerinin çıkarılabilmesi amacıyla hareket-emme akışkanları için "su" kullanılmıştır. Deneylerle emme basıncının  $P_0=0,82 - 0,9$  ata değerleri arasında değiştiği tesbit edilerek, sıkıştırılabilir bir akışkana göre dizayn edilen jet pompanın, sıkıştırılamayan akışkanlarla bile çalışabilirlik aralığına sahip olduğu sonucu gözlenmiştir.

Ayrıca hareket-emme akışkanlarının "su" olması temeliyle bir jet pompa dizaynı için bilgisayar programı yapılmış ve değişik değerlerle işlerliği kontrol edilerek, tez çalışmasının Ek Açıklamalar A bölümünde verilmiştir. Bu sonuçlar neticesinde

- a) Sabit emme basıncında; hareket basıncı  $\mu$  ile ters  $d_m$  ile doğru orantılı,
- b) Sabit hareket basıncında; emme basıncı  $\mu$  ve  $d_m$  ile ters orantılı

olduğunun tesbiti, model jet pompanın karakteristik eğrileriyle doğrulanmaktadır.



## EK AÇIKLAMALAR - A

```

00 PRINT "EDUKTOR DIZAYN HESABI"
10 PRINT "Bu hesap tarzi enerji denklemlerine bagli kalinlari hesaplanarak yapilmistir"
20 PRINT "BASINLAR (ATA),UZUNLUK (METRE),HIZ (METRE/SANIYE)DIR"
30 PRINT "P(E) DEN P(O) A DUSUSTEKI HIZ"
40 INPUT "PE YI VER=";PE
50 INPUT "P(O)YU VER=";PO
60 INPUT "P(A) YI VER=";PA
70 INPUT "D(O) YU VER=";DO
80 INPUT "ALFA'YI VER=";ALFA
90 PRINT
100 PRINT
110 PRINT
120 CO=0.97*SQR(196.2*(PE-PO))
130 PRINT #8, "C(O)=";CO
140 PRINT #8, "HAREKET AKISKANI DEBISI G1"
150 G1=CO*PI*DO^2/4
160 PRINT #8, "G1=";G1
170 PRINT #8, "EMILEN SIVI HIZI C2"
180 C2=ALFA*CO
190 PRINT #8, "C2=";C2
200 P1=PO-((C2)^2*0.005414894)
210 PRINT #8, "P1=";P1
220 PRINT #8, "P1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1"
230 C1=0.97*SQR(196.2*(PE-P1))
240 PRINT #8, "C1=";C1
250 W=SQR(1.37*((PA-PO)/(PE-PO))+0.0506))
260 PRINT #8, "W=";W
270 PRINT #8, "AGIRLIK ORANLARI MU"
280 MU=(W-ALFA)/((C1/CO)-W)
290 PRINT #8, "MU=";MU
300 G2=G1/MU
310 PRINT #8, "G2=";G2
320 PRINT #8, "KARISTIRMA HIZI CM"
330 CM=(MU*C1+C2)/(1+MU)
340 PRINT #8, "CM=";CM
350 PRINT #8, "KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1"
360 FM1=G2*(1+MU)/CM
370 PRINT #8, "FM1=";FM1
380 PRINT #8, " -PRATIKTE-"
390 FM=FM1*1.5
400 PRINT #8, "FM=";FM
410 PRINT #8, "KARISTIRMA NOZULU CAPI"
420 DM=SQR(4*FM/PI)
430 PRINT #8, "DM=";DM

```

$$P_e = 2, \quad P_o = 0,5, \quad P_a = 1, \quad d_o = 0,127$$

C(0) = 16.6405189  
 HAREKET AKISKANI DEBISI G1  
 G1 = 2.10797E-03  
 EMILEN SIVI HIZI C2  
 C2 = 0.416012973  
 F1 = 0.499062862  
 F1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1  
 C1 = 16.6457163  
 W = 0.725250761  
 AGIRLIK ORANLARI MU  
 MU = 2.54579642  
 G2 = 8.28019E-04  
 KARISTIRMA HIZI CM  
 CM = 12.068549  
 KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1  
 FM1 = 2.43276E-04  
 -PRATIKTE-  
 FM = 3.64914E-04  
 KARISTIRMA NOZULU CAPI  
 DM = 2.15551E-02

$$P_e = 4, \quad P_o = 0,5, \quad P_a = 1, \quad d_o = 0,127$$

C(0) = 25.4188125  
 HAREKET AKISKANI DEBISI G1  
 G1 = 3.21998E-03  
 EMILEN SIVI HIZI C2  
 C2 = 0.635470313  
 F1 = 0.497813344  
 F1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1  
 C1 = 25.4267516  
 W = 0.51481675  
 AGIRLIK ORANLARI MU  
 MU = 1.00890053  
 G2 = 3.19157E-03  
 KARISTIRMA HIZI CM  
 CM = 13.0860304  
 KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1  
 FM1 = 4.89953E-04  
 -PRATIKTE-  
 FM = 7.34930E-04  
 KARISTIRMA NOZULU CAPI  
 DM = 3.05899E-02

$$P_e = 6, \quad P_o = 0,5, \quad P_a = 1, \quad d_o = 0,127$$

C(0) = 31.8641678  
 HAREKET AKISKANI DEBISI G1  
 G1 = 4.03645E-03  
 EMILEN SIVI HIZI C2  
 C2 = 0.796604196  
 P1 = 0.496563826  
 F1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1  
 C1 = 31.87412  
 W = 0.440303821  
 AGIRLIK ORANLARI MU  
 MU = 0.741602696  
 G2 = 5.44288E-03  
 KARISTIRMA HIZI CM  
 CM = 14.0299148  
 KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1  
 FM1 = 6.75651E-04  
 -PRATIKTE-  
 FM = 1.01348E-03  
 KARISTIRMA NOZULU CAPI  
 DM = 3.59221E-02

$$P_e = 2,5, \quad P_o = 0,5, \quad P_a = 1, \quad d_o = 0,127$$

C(0) = 31.8641678  
 HAREKET AKISKANI DEBISI G1  
 G1 = 4.03645E-03  
 EMILEN SIVI HIZI C2  
 C2 = 7.96604195  
 P1 = 0.156382607  
 F1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1  
 C1 = 32.8444597  
 W = 0.440303821  
 AGIRLIK ORANLARI MU  
 MU = 0.32229708  
 G2 = 1.25240E-02  
 KARISTIRMA HIZI CM  
 CM = 14.0299148  
 KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1  
 FM1 = 1.18037E-03  
 -PRATIKTE-  
 FM = 1.77055E-03  
 KARISTIRMA NOZULU CAPI  
 DM = 0.047479863

$$P_e = 4, \quad P_o = 0,1, \quad P_a = 1, \quad d_o = 0,127$$

C(0) = 26.8320305  
 HAREKET AKISKANI DEBISI G1  
 G1 = 3.39900E-03  
 EMILEN SIVI HIZI C2  
 C2 = 0.670800764  
 P1 = 9.75634E-02  
 F1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1  
 C1 = 26.840411  
 W = 0.620867012  
 AGIRLIK ORANLARI MU  
 MU = 1.57036332  
 G2 = 2.16447E-03  
 KARISTIRMA HIZI CM  
 CM = 16.6591226  
 KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1  
 FM1 = 3.33959E-04  
 -FRATIKTE-  
 FM = 5.00938E-04  
 KARISTIRMA NOZULU CAPI  
 DM = 2.52550E-02

$$P_e = 4, \quad P_o = 0,3, \quad P_a = 1, \quad d_o = 0,127$$

C(0) = 26.1349756  
 HAREKET AKISKANI DEBISI G1  
 G1 = 3.31070E-03  
 EMILEN SIVI HIZI C2  
 C2 = 0.653374389  
 P1 = 0.297688392  
 F1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1  
 C1 = 26.1431383  
 W = 0.573158956  
 AGIRLIK ORANLARI MU  
 MU = 1.28328369  
 G2 = 2.57986E-03  
 KARISTIRMA HIZI CM  
 CM = 14.9794953  
 KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1  
 FM1 = 3.93242E-04  
 -FRATIKTE-  
 FM = 5.89862E-04  
 KARISTIRMA NOZULU CAPI  
 DM = 0.027405038

$$P_e = 4, \quad P_o = 0,7, \quad P_a = 1, \quad d_o = 0,127$$

$C(0) = 24.6818783$   
 HAREKET AKISKANI DEBISI G1  
 $G1 = 3.12662E-03$   
 EMILEN SIVI HIZI C2  
 $C2 = 0.617046957$   
 $P1 = 0.697938296$   
 F1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1  
 $C1 = 24.6895872$   
 $W = 0.440303821$   
 AGIRLIK ORANLARI MU  
 $MU = 0.741602696$   
 $G2 = 4.21604E-03$   
 KARISTIRMA HIZI CM  
 $CM = 10.8675253$   
 KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1  
 $FM1 = 6.75651E-04$   
 -PRATIKTE-  
 $FM = 1.01348E-03$   
 KARISTIRMA NOZULU CAPI  
 $DM = 3.59221E-02$

$$P_e = 1,75, \quad P_o = 0,5, \quad P_a = 1, \quad d_o = 0,127$$

$C(0) = 15.190646$   
 HAREKET AKISKANI DEBISI G1  
 $G1 = 1.92430E-03$   
 EMILEN SIVI HIZI C2  
 $C2 = 0.379766149$   
 $P1 = 0.499219051$   
 F1 KESITINDEKI SURUKLEYICI NOZULDAN CIKISTAKI HIZ C1  
 $C1 = 15.1953905$   
 $W = 0.785698415$   
 AGIRLIK ORANLARI MU  
 $MU = 3.54449717$   
 $G2 = 5.42899E-04$   
 KARISTIRMA HIZI CM  
 $CM = 11.9352665$   
 KARISTIRMA NOZULUNUN TEORIK EN DAR KESITI FM1  
 $FM1 = 2.06715E-04$   
 -PRATIKTE-  
 $FM = 3.10073E-04$   
 KARISTIRMA NOZULU CAPI  
 $DM = 1.98695E-02$

## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Dushman, S., 1949, Scientific foundations of vacuum technique, General Electric Company, I-I, 882 p.
- Guthrie, A., 1963, Vacuum technology, John Wiley and Sons Inc, 1094 p.
- Karassik, Y., 1974; Pump handbook, Mc Graw Hill Book Company New York,
- Kolin, I., 1977, Termodinamik atlası, (Çev. E.Y.Aliçlı), Güven Kitabevi Ankara, 145 s.
- Pancar, Y., 1987, Jet pompaların dizaynı, Anadolu Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi yayını 84, 43 s.
- Pancar, Y., 1978, Hidrolik Makinalar ders notları, E.D.M.M.A. Yayını 27,
- Pippenger, Y. and Hicks, T.G., 1979, Industrial hydraulics, Mc Graw Hill Kogakusha Ltd Tokyo, 435 p.
- Power, B.D., 1966, High vacuum pumping equipment, Great Britain by William Clowes and Sons Ltd, I-I, 412 p.
- Warring, R.H., 1969, Pneumatic engineering calculations, Trade and Technical Press Ltd Morden Surrey England, 120 p.
- Yalçın, K., 1986, İleri Akışkanlar Mekaniği I-II ders notları, AÜİMEP, (yayımlanmamış).
- Gea Wiegand GMBH., 1986, Jet Pumps and gas scrubbers, Gea Wiegand GMBH, 120 p.
- Gea Wiegand GMBH, 1986, Steam Jet Cooling Plants, Gea Wiegand GMBH Germany, 15 p.
- F.M.I., 1984, Introduction to vacuum heat treating, Fiber Materials Inc. Biddeford Maine 04005, 49 p.
- DIN..., 1981, Strahlpumpen, Deutsches Institut für Normung, Germany, 24290, 2p.
- DIN, 1984, Messregeln für Dampfstrah / vakuumpumpen und Dampfstrah kompressoren, Deutsches Institut für Normung Germany, 28430, 26p.

ÖZEL GAYELİ BİR JET POMPA DİZAYNI,  
İMALATI VE KARAKTERİSTİKLERİNİN TESBİTİ

HALİL YALÇIN

EKLER

MODEL JET POMPAYA AİT TEKNİK RESİMLER

Danışman:Yrd.Doç.Dr.Yaşar PANCAR

Şubat-1988