

UYGULAMALI AKIŞKANLAR MEKANİĞİ



Roger Kinski

ÇEVİREN

Yard.Doç.Dr. Hüseyin BULGURCU

UYGULAMALI AKIŞKANLAR MEKANİĞİ

Roger KINSKI

ÇEVİREN

Yrd.Doç.Dr. Hüseyin BULGURCU

Ön Kapak:

Kurnell, NSW'de Avustralya Petrol Rafinerisinde Santrifüj Pompa ve Boru Tesisatı

Tekrarlanan baskı tarihleri: 1983, 1985, 1987, 1992.

Copyright©1982 McGrawhille Kitap Şirketi Avustralya Pity Limited.

Avustralya Ulusal Kütüphanesi Yayın Katalogu verileri:

Kinski, Roger.
Applied fluid mechanics.

ISBN 0 07 072996 4.

1.Fluid mechanics. 1. başlık

532

Avustralya'da basılmıştır.
Dizgi Avustralya'da Queensland Dizgi Servisi Pty Limited.
Baskı Avustralyada Globe Baskı Pty Limited.

Sponsor editör : Stuart Laurence
Kopye editörü : Derek Barton
Tasarım : George Sirett
Kapak tasarımı : Eric Prior

İÇİNDEKİLER

1. TEMEL KEVREMLER VE BİRİMLER	
1.1 Maddenin halleri.....	1
1.2 Bir akışkanın tanımı.....	1
1.3 Kütle.....	1
1.4 Hacim.....	2
1.5 Yoğunluk.....	2
1.6 Bağıl yoğunluk.....	2
1.7 Özgül hacim.....	2
1.8 Kuvvet.....	3
1.9 Ağırlık.....	3
1.10 Basınç.....	4
1.11 Bir sıvının buhar basıncı.....	5
Bölümle ilgili problemler.....	6
2. AKIŞKAN STATİĞİNİN TEMEL PRENSİPLERİ	
2.1 Bir noktadaki basınç.....	8
2.2 Bir cidardaki basınç.....	8
2.3 Basınç iletimi.....	9
2.4 Basıncın derinlikle değişimi.....	10
2.5 Dalmış cisimler üzerindeki basınç kuvvetleri.....	13
Bölümle ilgili problemler.....	15
3. MANOMETRELER	
3.1 Piezometre.....	18
3.2 Eğik piezometre.....	20
3.3 Manometre.....	21
3.4 Manometre hesapları (gaz veya buhar).....	21
3.5 Manometre hesapları (sıvı).....	22
3.6 Eğik manometre.....	24
3.7 Diferansiyel manometre.....	25
Bölümle ilgili problemler.....	27
4. DALMIŞ YÜZEYLERDEKİ KUVVETLER	
4.1 Yatay yüzey.....	29
4.2 Yüzey altındaki sıvı.....	31
4.3 Dikey yüzey.....	32
4.4 Eğik yüzeyler.....	36
Bölümle ilgili problemler.....	38
5. SIVI AKIŞININ TEMEL PRENSİPLERİ	
5.1 Ortalama hız.....	41
5.2 Kararlı akış.....	41
5.3 Hacimsel akış debisi.....	43
5.4 Kütleli debi.....	44
5.5 Akış sürekliliği.....	45
5.6 Süreklilik eşitliğinin kol ayrımlarına uygulanması.....	46
Bölümle ilgili problemler.....	49
6. AKAN SIVILARDAN OLUŞAN KUVVETLER	
6.1 İmpuls-momentum eşitliği.....	51
6.2 Düz dikey bir levhada set darbesi.....	52
6.3 Eğik düz plakada set darbesi.....	53
6.4 Eğik yüzeylerde set darbesi.....	55
6.5 Hareketli kanat.....	57
6.6 Seri haldeki hareketli kanatlar.....	59
6.7 Kapalı sıvılar.....	61
Bölümle ilgili problemler.....	63

7. VİSKOZİTE VE AKIŞKAN AKIŞINA ETKİSİ	
7.1 Akım çizgileri.....	65
7.2 Katmanlı ve tedirgin akış.....	66
7.3 Viskozite.....	67
7.4 Viskozitenin mekanizması.....	67
7.5 Viskozitenin ölçümü.....	68
7.6 Dinamik viskozite.....	68
7.7 Kinematik viskozite.....	71
7.8 Viskozite dönüşümleri.....	71
7.9 Reynolds sayısı.....	72
7.10 Kritik reynolds sayısı.....	73
7.11 Bir orudaki hız profili.....	74
7.12 Viskozitenin akış kayıplarına etkisi.....	75
Bölümle ilgili problemler.....	76
8. İDEAL AKIŞKANLARIN AKIŞI	
8.1 İdeal akışkan.....	78
8.2 Bernoulli eşitliği.....	78
8.3 Basma yüksekliği.....	80
8.4 Venturi borusu.....	81
8.5 Eğik boru.....	83
8.6 Bir tanktan sıvı akışı.....	84
8.7 Bir sifondaki akış.....	86
8.8 Daralan eğik boru.....	87
8.9 Bernoulli eşitliğinin grafiksel gösterimi.....	89
Bölümle ilgili problemler.....	90
9. AKIŞKAN GÜCÜ	
9.1 Enerji ve güç.....	93
9.2 Akışkan gücü ve basma yüksekliği arasındaki ilişki.....	93
9.3 Akışkan gücü ile basınç yüksekliği değişimi.....	94
9.4 Akışkan yüksekliği ile hız yüksekliği değişimi.....	96
9.5 Akışkan gücü ile potansiyel yükseklik değişimi.....	96
9.6 Verim.....	97
9.7 Akışkan gücü: genel durum.....	98
9.8 Özet.....	101
Bölümle ilgili problemler.....	101
10. SIVI AKIŞ CİHAZLARI	
10.1 Borular ve kanallar.....	104
10.2 Boru bağlantıları.....	105
10.3 Boru bağlantı elemanları.....	106
10.4 Valfler (vanalar).....	107
10.5 Filtreler ve pislik tutucular.....	112
10.6 Depolama tankları ve basınçlı kaplar.....	112
10.7 Göstergeler ve cihazlar.....	113
10.8 Pitot tüpü.....	116
10.9 Venturi ve orifisetreler.....	118
Bölümle ilgili problemler.....	121
11. SIVI AKIŞ KAYIPLARI	
11.1 Akış kayıplarının nedenleri.....	122
11.2 Basınç kayıplarının en aza indirilmesi.....	122
11.3 Borularda akış kayıpları.....	123
11.4 Sürtünme faktörünün incelenmesi.....	125
11.5 Bağlantı elemanlarındaki basma kayıpları.....	128
11.6 Eşdeğer uzunluk.....	132
11.7 Bölümle ilgili problemler.....	133

12. POMPALARA GİRİŞ	
12.1 Akışkan makineleri (türbo makineler)	135
12.2 Pompaların sınıflandırılması.....	135
12.3 Pozitif ötelemeli pompalar.....	136
13.3.1 Pistonlu pozitif ötelemeli pompalar.....	136
13.3.2 Dönel pozitif ötelemeli pompalar.....	137
13.4 Türbinli (rotodinamik) pompalar.....	138
13.4.1 Santrifüj pompalar.....	139
13.4.2 Eksenel akışlı (pervaneli) pompalar.....	140
13.4.3 Karışık akışlı pompalar.....	141
13.5 Özgül hız.....	142
13.6 Kovuklaşma (kavitasyon)	144
13.7 Pompa performansı ile ilgili tanımlar.....	144
13.8 Pozitif ötelemeli pompaların performans eğrileri.....	146
13.9 Türbinli pompaların performans eğrileri.....	147
13.10 Benzerlik bağıntıları (pompa kanunları)	151
Bölümle ilgili problemler.....	153
13. POMPA SİSTEMLERİ	
13.1 Sistem basıncı.....	156
13.1.1 Statik basınç.....	156
13.1.2 Dinamik basınç.....	156
13.2 Sistem basıncının hesaplanması.....	157
13.3 Pompa ve sistem arasındaki denge.....	160
13.4 Sistem için pompa seçimi.....	162
13.5 Pompanın sistemdeki yeri.....	163
13.6 Emmedeki net pozitif kullanışlı yük (ENPKY) değerinin hesabı.....	165
13.7 Sistem emme hattının tasarımı.....	166
13.8 Emme ve basma hatlarında farklı çaplarda sistem basıncının değişimi.....	167
Bölümle ilgili problemler.....	170
DİZİN	172

ÖNSÖZ

Akışkanlar mekaniği mühendislik bilimlerinde önemli bir konudur. Hemen bütün fabrika uygulamaları sıvı ve gazların depolanması ve hareketini kapsamaktadır. Bu bilim dalı, depolama ve hareket gibi kullanım prensiplerinin öneminin anlaşılması; tasarımcılar, tesisatçılar, operatör ve fabrika bakımcıları için gereklidir. Maalesef konu çoğunlukla ihmal edilmektedir ve bir çok durumlarda personel akışkanlar mekaniği eğitimine sahip olmamaktadır. Sıklıkla pompası yanlış yerleştirilmiş ve verilen uygulama için optimum değerden daha küçük pompa seçimi yapılan, yanlış boyutlandırılmış boru ve bağlantı elemanlarıyla ve eksik tasarlanmış sistemlere rastlamak mümkündür.

Geçmişte sistemin çalışıyor olması ihtiyaçları karşılayabilmiş olabilir, bu küçük sorun ileride istenmeyen yüksek enerji kullanımına neden olabilir. Bu durum enerji fiyatları birkaç kat ucuz ve bol olsaydı önemli olmayabilirdi.

Bununla birlikte ucuz ve bol enerji devri geçti ve günümüzde enerjiyi korumak suretiyle harcamalara daha çok dikkat edilmektedir. Sonuç olarak en uygun (optimum) akışkan sisteminin seçimi önem kazanmaktadır ve sadece ucuz bağlantı elemanları, pompalar ve sistemlerle oluşan geçmişteki problem yavaşça gerçeğe giden yolu ortaya çıkarmakta olup sistemin tamamı toplam işletme fiyatına göre optimize edilmelidir ve bu işlem tesisatın ilk kuruluş maliyeti kadar basit değildir.

Benim düşünceme göre akışkanlar mekaniği konusu etrafında geçmiş yıllarda gerçeğe ulaşmayı önleyen büyük bir kargaşa mevcuttu. Geleneksel olarak akışkanlar mekaniğinde yayınlanan eserler iki karşı eğilimden birine temayül etmektedir:

1. Üniversite seviyesindeki öğrenciler için hazırlanan kitaplar; derin kapsamlı konular ve zor matematik problemlerinden oluşmaktadır. İlginç tarafı bu kitapların başlangıç isimleri kitabı hedefini veya işlem stilini göstermemektedir, sıklıkla "basit", "temel" veya "giriş" kelimeleriyle sunulmaktadır ("akışkanlar mekaniğine giriş" gibi).
2. Basit kitaplar ve kullanma kılavuzları; genelde kısadır ve matematiksel değildir, mühendislik eğitimi almayan insanlara göre seçilen konuların içerikleri mühendislik tarihi ve mühendislik mekaniği kitaplarında da mevcut olabilir. Bu iki yaklaşım arasında bir boşluk görülmektedir. Bu boşluk, yüksek seviye matematik olmadan gerekli tüm teknik konuları geliştirmeye ihtiyaç duyan mühendislere ve mühendislik öğrencilerine uygun bir kitaptır.

Tarafımdan yazılmış olan bu kitap, akışkanlar mekaniğine geleneksel iki yaklaşım arasındaki bu boşluk için bir köprü oluşturma tepkisidir. Hedeflerim:

1. Akışkanların hem statik hem de dinamik özellikleri esas alınarak hazırlanmıştır.
2. Bu prensiplerin geliştirilmesi için yüksek seviye matematik olmaksızın anahtar noktası için mantıksal ve teknik kurallar verilmiş olup bu anahtar nokta statik ve dinamik akışkanlara gelen kuvvetlerin hesabını ve ayrıca akışkan pompalama sistemlerinin tasarımını ve özellikle santrifüj pompaları kapsamaktadır.
3. Kitabın pratik yönlendirme sağlaması için yalnızca endüstriyel ortamlarda ortaya çıkan problemlerin çözümü için gereken konu başlıkları kapsanmıştır.
4. Kitapta farklı çalışma örneklerinin bulundurulması için yeni teorileri temsil eden uygulamalar verilmiştir.
5. Kapsamlı problem seti, çözümleriyle birlikte her bölümün sonuna eklenmiş olup ve bu problemler, problem çözmedeki güveni kazanmak için zorluk derecelerine göre sınıflandırılmıştır.

Bu kitabın şu alanlarda yararlı olmasını umarım:

1. Orta seviye mühendislik öğrencilerine bir ders kitabı olarak,
2. Endüstride çalışan mühendislere bir başvuru kitabı olarak,
3. Konuların temel seviyelerini merak eden ileri seviye mühendislik öğrencilerine referans kitabı olarak.

Ben, 12.12 ve 12.13 şekillerinde tekrarlanan pompa verilerini sağlayan Kelly ve Lewis Pompa firmalarına minnettarım.

Ayrıca Granwille Teknik Kolejinden Daugh Bright'e, Footscray Teknik Kolejinden John Harris'e ve Regency Park Halk Kolejinden Paul Harland'a, müsveddeleri gözden geçirdikleri ve yararlı tavsiyelerinden dolayı teşekkür ederim.

Bu kitapta kullanılan semboller ve birimler Avustralya Standartlarına uygundur. Dinamik viskozite için kg/m.s yerine Pa.s sembolü ve Newton metre için N.m sembolü kullanılmıştır. Ayrıca litre için L tercih edilmiştir. Diyagramlar üzerinde tüm ölçümler, aykırı bir özellik olmadığı sürece milimetre olarak açıklanmıştır.

Ben bu kitap üzerinde çalışırken karım Julie Ahn'ın zamansız ölümü, beni onun cesaretlendirmesinden ve desteğinden mahrum bıraktı. O artık yok.

Dikkatli kontrole rağmen son baskısında bile hatalar kalabilir. Bu kitabın gelişmesi için diğer öneriler kadar bu hataların da bildirilmesinden memnun olacağım.

Roger KINSKI

TEMEL KAVRAMLAR VE BİRİMLER

1.1 MADDENİN HALLERİ

Herhangi bir madde şu üç hal veya durumdan birisi konumundadır: katı, sıvı ve gaz. Katılar sabit bir aralıkta birbirine katı olarak yerleştirilmiş moleküllere sahiptir. Sıvılar birbiri ile kapalı moleküllere sahiptirler, böylece onlar sabit bir alanda kalmaksızın birbirlerini etkilerler. Böylelikle sıvılar kuvvet uygulamaksızın deforme edilebilir ve içine konuldukları kabın şeklini alırlar. Bununla birlikte sıvılar kolayca sıkıştırılmaz ve bir çok pratik uygulamalar için sıkıştırılmaz olarak tanımlanırlar. Gazların molekülleri geniş bir alana yayıldığından birbirlerini etkilemeleri ihmal edilebilir. Böylece gazlar kolayca akabilir ve içinde buldukları kabın şeklini alabilir. Buna rağmen gazlar, sıvılardan farklı olarak sıkıştırılabilirler.

1.2 BİR AKIŞKANIN TANIMI

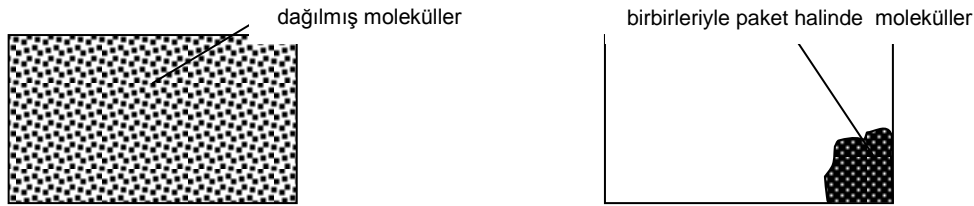
Bir akışkan sıvı veya gaz olabilir. Sabit durumdaki akışkanların incelenmesi akışkan statik, hareketli akışkanların incelenmesi akışkan dinamik olarak adlandırılır; statik ve dinamik çalışmaların birleşimi akışkanlar mekaniği olarak bilinir. Akışkanlar mekaniğinin iki özel alanı sıklıkla yarışmaktadır: pnömatik (basıncı hava sistemleri) ve hidrolik (basıncı sıvı sistemleri).

1.3 KÜTLE (m)

Kütle; katı, sıvı veya gaz haldeki bir maddenin içerdiği madde miktarıdır. Her madde moleküllerden oluştuğundan maddenin kütlesi, her maddenin molekül kütlesi ile molekül sayısının çarpımına eşittir. Bir kaptaki gazın durumu Şekil 1.1'de gösterilmiştir.

Şayet biz molekülleri birlikte bulunan paketler olarak hayal edersek gazın kütlesi, kapsadığı molekül medde miktarıdır. Gerçekte madde şimdi bir katı da olabilir, fakat kütlesi aynı olmak zorundadır. Biz maddenin durumunu değiştirmekle kütlesini değiştiremeyiz. Pratikte, kütle hiçbir şekilde değiştirilemez (önemsiz bir miktar dışında) ki o kütlein korunumu kanununu gösterir: kütle yaratılmaz veya yok edilemez.

Kütle birimi kilogramdır [kg].



Şekil 1.1 Bir maddenin kütlesi

1.4 HACİM (V)

Hacim, bir maddenin uzayda kapladığı boşluktur. Katı veya sıvı molekülleri yapışkan (koheziv) olduğundan verilen bir sıvı veya katının hacmi bir kaptan bağımsız olarak o kaba yerleşebilir. Bununla birlikte gaz molekülleri yapışkan olmadığından ve böylece içinde bulunduğu kabın hacmine eşit olur. Örnek olarak bir litre katı veya sıvı 10 litrelik bir tank içine yerleştirilirse, şekli değişse bile hacmi bir litre olarak sabit kalır. Buna rağmen bir litre gaz aynı tanka yerleştirilseydi tankın hacmini kaplayacaktı ve hacmi 10 litre olacaktı. Hacmin birimi metreküpür [m³]. Bir çok durumda bu çok büyük bir hacim olduğundan litre daha sık olarak kullanılır.

$$1L = \frac{1}{1000} m^3 = 10^{-3} m^3$$

1.5 YOĞUNLUK (ρ)

Yoğunluk, kütle ve hacim kavramlarını birleştiren çok önemli bir kavramdır. Yoğunluk her birim hacim başına düşen kütle olarak tanımlanır, böylece;

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.1)$$

burada ρ (ro) Yunan sembolü olup yoğunluk için kullanılır. Yoğunluğun birimi kg/m^3 'tür. Yoğunluk, bir madde molekül paketlerinin birbiriyle ne kadar yakın olduklarının göstergesidir. Bir gazın yoğunluğu, molekülleri daha geniş bir alana yayıldığından, sıvı veya katıdan daha düşüktür. Örnek olarak saf su $\rho=1000 kg/m^3$ (1 kg/L) iken atmosferik hava $\rho=1.2 kg/m^3$ civarındadır.

Katılar ve sıvılar kesin olarak sıkıştırılmaz olduğundan, onların yoğunluğu bir çok uygulamalarda sabit olarak kabul edilir. Buna rağmen, gazlar yüksek oranda sıkıştırılabilirler ve onların yoğunluğu basınç ve sıcaklık değişimleri çok küçük olmadıkça sabit kabul edilemez.

1.6 BAĞIL YOĞUNLUK (BY)

Bağıl yoğunluk (özgül ağırlık olarak da bilinir) maddenin suya göre bağıl (göreceli) yoğunluğudur.

Böylece;

$$RD = \frac{\rho(\text{madde})}{\rho(\text{su})} = \frac{\rho(\text{madde})}{1000}$$

olarak yazılır. Bir sıvının bağıl yoğunluğu birden küçük ise suda yüzer, birden büyük ise suda batacaktır. Bağıl yoğunluk oranları benzer birimlerden oluştuğunda birimler sadeleşir ve bağıl yoğunluk birimsiz sade rakam haline gelir.

1.7 ÖZGÜL HACİM (v)

Gazlarda, yoğunluğa kıyasla özgül hacim daha kullanışlıdır. Özgül hacim (v) kütle başına düşen hacimdir.

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad (1.2)$$

Özgül hacim birimi [m^3/kg] olup yoğunluğun tersine eşittir.

Örnek 1.1

Bir silindirik tankın iç çapı 560 mm ve uzunluğu 1200 mm'dir. Sıvı ile doldurulduğunda 520 kg olmaktadır. Sıvının yoğunluğunu ve bağıl yoğunluğunu hesaplayınız.

Cözüm:

$$V = \pi \frac{d^2}{4} h = \pi \frac{0,560^2}{4} \times 1,2 = 0,296 m^3$$

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{520}{0,296} = 1760 kg/m^3$$

$$BY = \frac{\rho}{1000} = 1,76$$

Örnek 1.2

Önceki örnekteki tank gaz ile doldurulduğunda özgül hacim $0,35 \text{ m}^3/\text{kg}$ olmaktadır. Tanktaki gaz kütleini hesaplayınız.

Çözüm:

$$v = \frac{V}{m} \Rightarrow m = \frac{V}{v} = \frac{0,296}{0,35} = 0,846 \text{ kg}$$

1.8 KUVVET (F)

Kuvvet, bizlerin konuşurken “itme” veya “çekme” olarak anladığımız bir kavramdır. Kuvvet bir cismin hareketinde değişikliğe yol açar ve Newton eşitliği ile açıklanır:

$$F = m \cdot a, \text{ burada } a \text{ cismin } \text{m/s}^2 \text{ olarak ivmesidir.}$$

Kuvveti kg m/s^2 birimi olarak görmekteyiz. Bunu basitleştirip Newton [N] olarak adlandırmaktayız.

1.9 AĞIRLIK (W)

Kuvvetin kullanıldığı önemli bir konu yerçekimi etkisiyle ortaya çıkan ve ağırlık olarak adlandırılan bir etkidir. Yeryüzündeki yerçekimi ivmesi 9.81 m/s^2 olduğundan bir cismin ağırlığı Newton eşitliği yardımıyla kütle ile ivme çarpılarak bulunur.

$$W = m \cdot g$$

Burada $g=9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ dir.

Örnek 1.3

Bir fuel-oil tankının tabanı $500 \text{ mm} \times 2000 \text{ mm}$ 'dir. Tanktaki fuel-oilin derinliği 1200 mm ve fuel-oilin bağıl yoğunluğu 0.97 'dir. Fuel-oilin tank tabanına uyguladığı kuvveti hesaplayınız.

Çözüm:

$$V_{(\text{fuel-oil})} = 0,5 \times 2 \times 1,2 = 1,2 \text{ m}^3$$

$$m_{(\text{fuel-oil})} = 1,2 \times 0,97 \times 1000 = 1164 \text{ kg}$$

$$W_{(\text{fuel-oil})} = 1164 \times 9,81 = 11,42 \times 10^3 \text{ N}$$

Böylelikle fuel-oilin tank tabanına yaptığı kuvvet $11,42 \text{ kN}$ olarak bulunur.

1.10 BASINÇ (p)

Çok önemli akışkan özelliklerinden birisi basınçtır. Basınç birim alana düşen kuvvet olarak tanımlanır.

$$p = \frac{F}{A} \quad (1.3)$$

Biz basıncı kuvvet yoğunluğu olarak bilinen Paskal (Pa) (N/m^2) birimi ile ölçmekteyiz. 1 Pa basınç, 1 m^2 yüzeyi etkileyen 1 N kuvvetin sonucudur. Paskal küçük birim olduğundan kPa (10^3 Pa) veya MPa (10^6 Pa) daha sıklıkla kullanılır.

Örnek 1.4

Örnek 1.3'te verilen fuel-oilin tank tabanına uyguladığı basıncı hesaplayınız.

Çözüm:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{11,42 \times 10^3}{0,5 \times 2} = 11,42 \times 10^3 \text{ Pa} = 11,42 \text{ [kPa]}$$

Kovuklaşma (Kavitasyon)

Bir sisteme sıvı akışı olduğunda, çeşitli noktalarda düşük basınçlar ortaya çıkar. Şayet basınç düşmesi, doyma noktasının altında ise, yerel buharlaşma oluşur ve sıvı buhar halinde kaynar. Bu kabarcıklar yüksek basınçlı bölgeye taşındığında çöker ve sıvıya dönüşür. Buhar paketlerinin *patlama=çökme* oluşumu kovuklaşma (kavitasyon) olarak bilinir ve bir sıvı sistemi için hiç istenmeyen bir durumdur. Çünkü;

1. Oluşumun hızı ve buhar paketlerinin bozulması fiziksel tahribe neden olabilen şok dalgalarına yol açar.
2. Buhar kabarcıkları akan sıvı içinde blok oluşturur ve sıvının akışını tamamen engelleyebilir. Bu "buhar bloğu" olarak bilinir.

BÖLÜMLE İLGİLİ SORULAR

1.1 Bir sıvı çapı 200 mm ve uzunluğu 1500 mm olan silindirik tank içine yarım dolduruluyor. Sıvının ağırlığı 223 N ise sıvının yoğunluğunu ve bağıl yoğunluğunu belirleyiniz.

965 kg/m³ ; 0,965

1.2 Çapı 400 mm ve uzunluğu 1600 mm olan silindirik tüp içindeki gazın özgül hacmi 0,6 m³/kg'dır. Tanktaki gazın kütlesini bulunuz.

Şayet daha sonra 0,5 kg aynı gazdan tüpe ilave edilirse özgül hacim ve yoğunluk nasıl olur?

0,335 kg ; 0,241 m³/kg ; 4,15 kg/m³

1.3 2,5 m derinlikteki deniz suyunun bağıl yoğunluğu 1,03'tür. Burada çapı 400 mm olan yatay yuvarlak levha bulunmaktadır. Levhaya gelen kuvveti ve deniz suyunun ona uyguladığı basıncı hesaplayınız.

3,17 kN ; 25,3 kPa

1.4 Çapı 50 mm ve uzunluğu 300 mm olan bir çelik piston alt ucu kapalı olan dikey bir piston içine yerleştirilmiştir. Piston serbest bırakıldığından havaya uyguladığı basıncı hesaplayınız. Sürtünmeleri ve hava kaçaklarını ihmal edin ve çeliğin bağıl yoğunluğu 7,8 olarak alın.

23 kPa

1.5 Önceki problemdeki piston-silindir düzeneğindeki havayı tahliye edin. Silindiri tam tersine çevirin. Silindirdeki havanın göstere ve mutlak basıncını hesaplayınız.

-23 kPa (vakum) ; 78,3 kPa (mutlak)

1.6 Taban boyutları 1,2mx3,5m olan çelik tankın ağırlığı 4 kN'dır. Tank RD = 0,8 olan kerosen ile 2,5 m yüksekliğinde doldurulmaktadır. Tank üzerlerine eşit yük gelen dört destek ile taşınmaktadır.

- a) Her desteğe gelen kuvveti
- b) Tank tabanına gelen basıncı hesaplayınız.

(a) 21,6 kN ; (b) 19,6 kPa

1.7 Önceki problemdeki tanktan 2100 litre kerosen çekilmesi durumunda;

- a) Şu anda tanktaki kerosenin derinliği
- b) Her desteğe gelen kuvveti
- c) Tank tabanına gelen basıncı hesaplayınız.

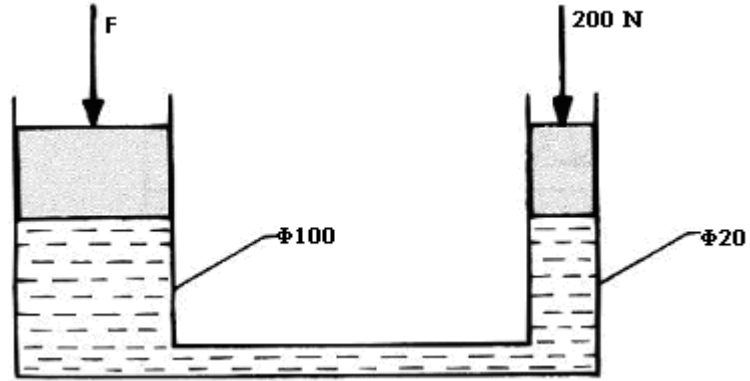
(a) 2m ; (b) 17,5 kN ; (c) 15,7 kPa

1.8 Şekil 1.3'teki hidrolik düzenek için;

- a) Akışkan basıncını

b) Dikey kuvveti hesaplayınız.

(a) 637 kPa ; (b) 5 kN



Şekil 1.3

1.9 Örnek 1.5'te verilen basınç kalibratörünün yük kısmına 2,5 kg yerleştirilmektedir. Okunan basınç 38 kPa. Okunan değerdeki hata yüzdesini hesaplayınız.

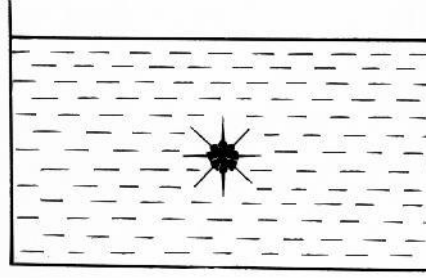
%8,73 ; çok düşük

AKIŞKAN STATİĞİNİN TEMEL PRENSİPLERİ

2.1 BİR NOKTADAKİ BASINÇ

Sıvı içindeki bir noktaya bütün yönlerden benzer basınç uygulanır. Şekil 2.1'deki gibi bir sıvı parçacığını göz önüne alın.

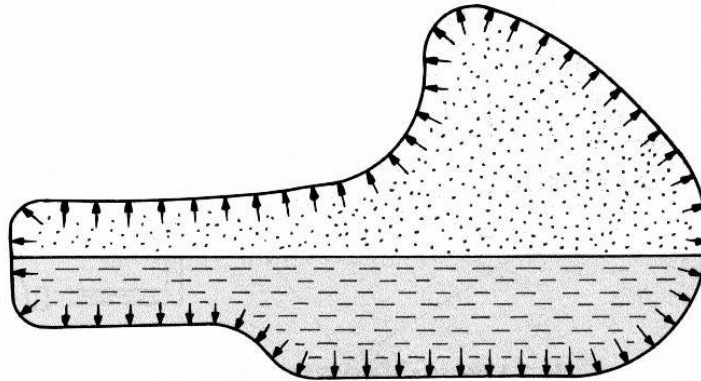
Anlaşıldığı üzere üstten, alttan, soldan, sağdan veya herhangi bir açıdan uygulanan basınç eşittir, aksi takdirde parçacık etrafındaki denge kuvvetleri bozulur ve parçacık sıvı içinde hareket eder. Şayet sıvı sabit halde ise, bu kuvvetler arasında denge konumu oluşmuştur.



Şekil 2.1 Sıvı içindeki herhangi bir noktadaki basınç

2.2 BİR CİDARLARDAKİ BASINÇ

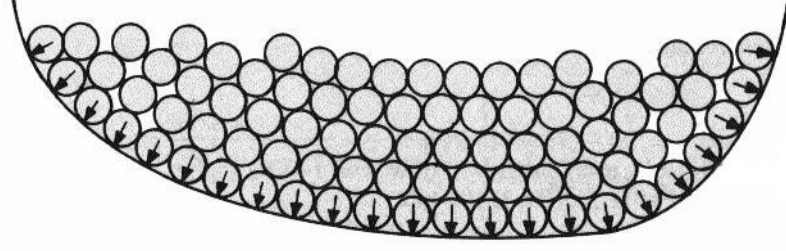
Bir statik sıvı bir duvar yüzeyine basınç uygulandığında Şekil 2.2.'deki gibi herhangi bir noktadaki basınç kuvvetleri duvarın normali yönündedir. İçine sıvı ve gaz konulmuş bir tüpü göz önüne alın.



Şekil 2.2 Sıvı basıncı cidarları normali yönünde etkiler

Cidarın herhangi bir kesitindeki basınç bu noktanın normali doğrultusundadır. Bu mevcut bir statik akışkanda sürtünme kuvvetlerinin olmadığını gösteren önemli sıvı

özelliğidir. Çünkü moleküller birbiri üzerinde serbestçe kayarlar. Bu durum Şekil 2.3.'te küçük bilyeler şeklinde gösterilmiştir.

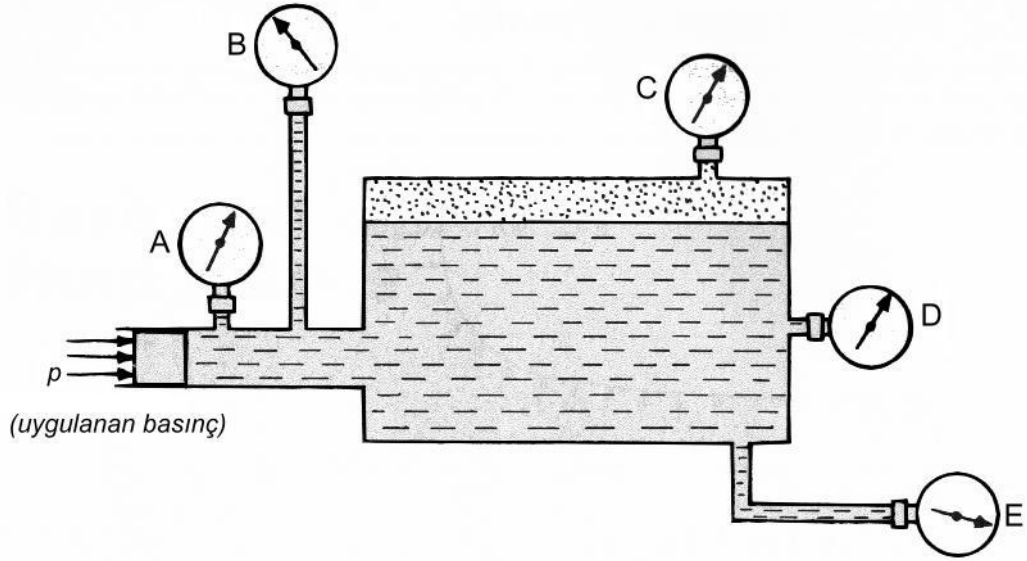


Şekil 2.3 Bir statik akışkanın modeli

2.3 BASINÇ İLETİMİ

Kapalı bir kap içinde bulunan bir akışkana bir basınç uygulandığında bu basınç kayıp olmaksızın sıvının bütün yönlerine iletilir. Bu önemli prensip Paskal Prensibi olarak bilinir ve sıvı ve gazların hepsine uygulanabilir.

Şekil 2.4'de kapalı bir akışkan sistemi görülmektedir.



Şekil 2.4 Bir akışkan içinde basınç iletimi

Bir pistonu p basıncı uygulanıyorsa bütün basınç göstergeleri basınç artışı p 'ye eşittir. Bunun anlamı her gösterge aynı basıncı gösterecek anlamında değildir, her gösterge aynı basınç artışını gösterecektir. Bu durum aşağıdaki örnekle açıklanmaktadır.

Örnek 2.1.

Şekil 2.4.'te görülen basınç göstergelerinden aşağıdaki değerler oluşmaktadır.

A 76 kPa, B 50 kPa, C 78 kPa, D 80 kPa, E 95 kPa.

Pistona bir kuvvet uygulandığında A göstergesi 90 kPa okunmaktadır. Diğer göstergelerdeki okuma değerleri nelerdir?

Cözüm:

Uygulanan basınç = $90 - 76 = 14$ kPa

Pascal prensibi gereğince her göstergeye 14 kPa basınç ilave edilmelidir.

B 64 kPa, C 92 kPa, D 94 kPa, E 109 kPa

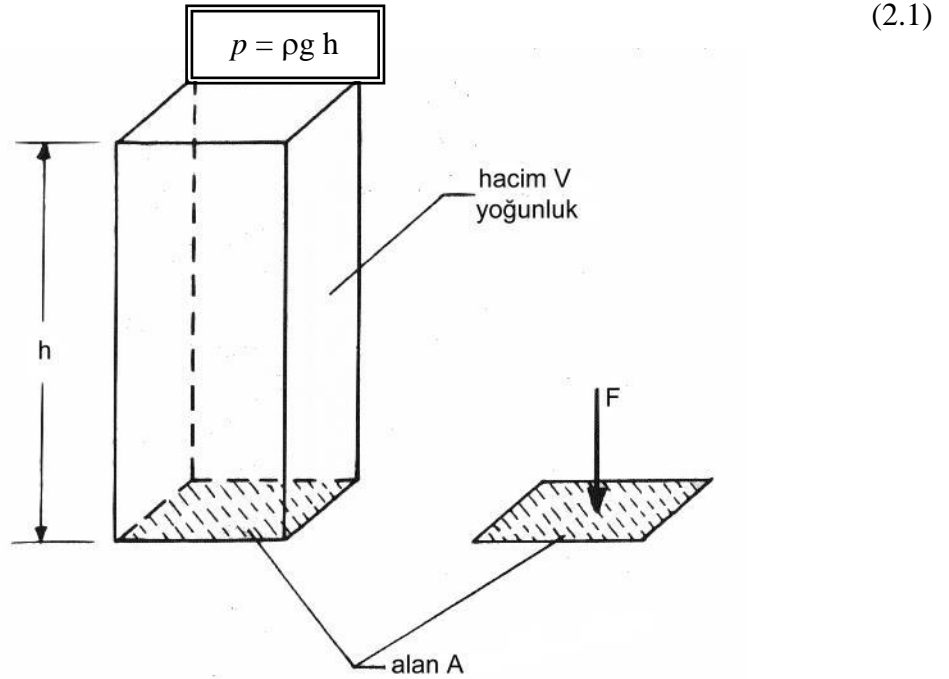
2.4 BASINÇIN DERİNLİKLE DEĞİŞİMİ

Sıvının herhangi bir noktasındaki basınç derinlikle orantılı olarak artar (yüzeyden itibaren). Bu durum derinliği h olan bir sıvı yüzeyinde prova edilebilir (Şekil 2.5).

Şimdi; $F = A$ alanındaki sıvının ağırlığı

$$F = V \cdot \rho \cdot g = A \cdot h \cdot \rho \cdot g$$

$$p = \frac{F}{A} = \rho \cdot g \cdot h$$



Şekil 2.5 Bir sıvıdaki herhangi bir derinlikteki basınç

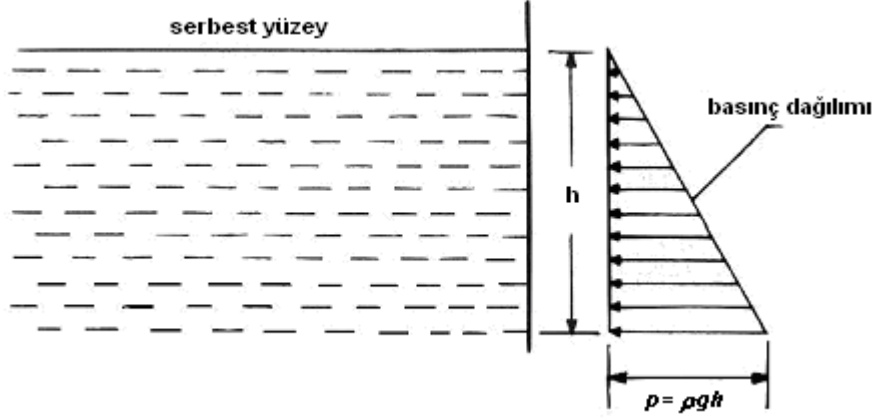
Burada;

p = basınç (P_a)

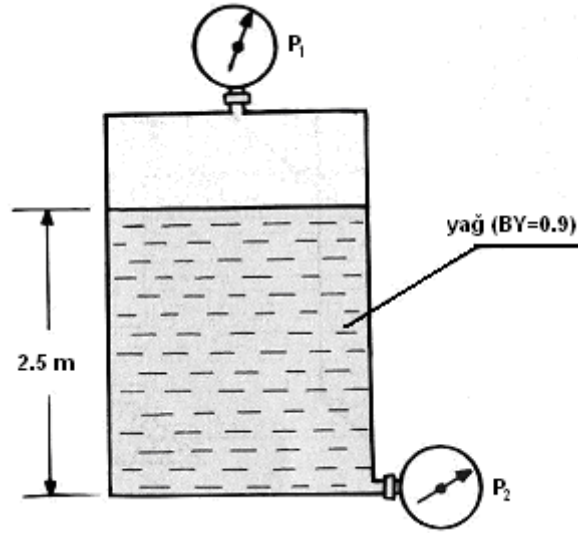
ρ = yoğunluk (kg/m^3)

g = yerçekim ivmesi (m/s^2)

h = yüzeyden itibaren sıvı derinliği



Şekil 2.6 Bir sıvıdaki basınç dağılımı



Şekil 2.7

Notlar

1. Basınç derinlikle doğru orantılı olduğundan basınç dağılımı üçgen şeklinde olacaktır (Şekil 2.6).
2. Formül 2.1, yüzeyden aşağıya doğru basınç artışının sıvının ağırlığından dolayı oluştuğunu göstermektedir. Serbest yüzeyden itibaren 2.1 formülü h derinlikteki atmosfer üstü basınç veya gösterge basınç verir. Serbest yüzeydeki diğer basınçlar formül 2.1’de verilen aşağıdaki örnekteki gibi çıkarılır veya ilave edilir.

Örnek 2.2.

Şekil 2.7’de gösterilen fandaki taban basıncını göstergelerdeki sıvı basınçlara göre belirleyin.

- a) Sıfır b) 25 kPa c) -10 kPa

Çözüm:

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

$$= 0,9 \times 1000 \times 9,81 \times 2,5$$

$$= 22,1 \text{ kPa}$$

Şayet $p_1 = 0$ olsaydı $p_2 = 22,1 \text{ kPa}$

$$p_1 = 25 \text{ kPa} \quad p_2 = 25 + 22,1 = 47,1 \text{ kPa}$$

$$p_1 = -10 \text{ kPa} \quad p_2 = -10 + 22,1 = 12,1 \text{ kPa}$$

Örnek 2.3.

Cıvalı barometrede okunan yükseklik Şekil 2.8.'deki gibi 252 mm olduğunda atmosferik basıncı hesaplayınız. Cıvanın bağıl yoğunluğu 13,6'dır.

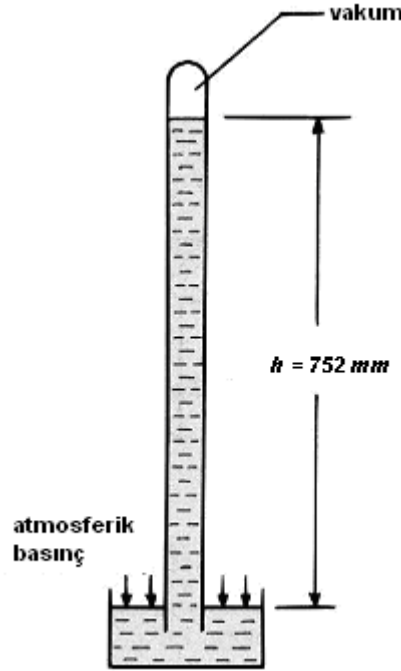
Cözüm:

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

$$= 13,6 \times 1000 \times 9,81 \times 0,252 \text{ (Pa)}$$

$$= 100,3 \text{ kPa}$$

Cıvalı manometre üzerinde mutlak vakum (sıfır basınç) farz edildiğinde $p = 100,325 \text{ kPa}$ basınç, mutlak basıncın yani hava basıncının örnek olarak atmosferik basıncın üzerinde olmalıdır. Gerçekte cıva balonunda cıva buharlaşmasından dolayı hafif bir ilave vardır. Ancak bu ihmal edilebilir.



Şekil 2.8

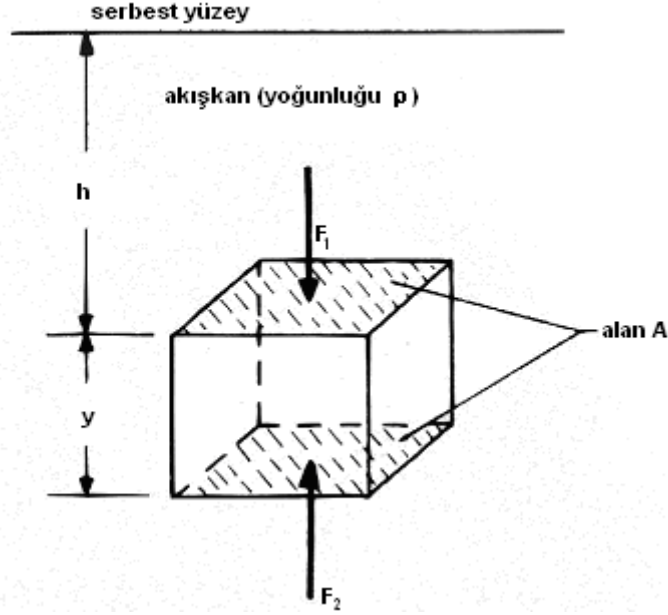
2.5 DALMIŞ CİSİMLER ÜZERİNDEKİ BASINÇ KUVVETLERİ

Bir cisim bir sıvı içine daldırılırsa karşı bir kuvvet oluşturulur, örnek olarak ağırlığa ters yönde dikey kuvvet oluşur. Bu yüzmeye esasında yaşadığımız yaygın bir tecrübeydir ki o vücudun yüzdürülmesinin sebebidir. Kaldırma kuvvetinin büyüklüğü, yer değiştiren sıvının

ağırlığına eşittir. Bu **Arşimet Prensibi** olarak bilinir ve sıvı içine tamamen veya kısmen dalmış cisimlere uygulanır.

Buna uygun olarak bir cisim yüzüyorsa, cismin ağırlığı, yer değiştiren sıvının ağırlığına eşit olacağından kaldırma kuvvetleri şimdi cismin ağırlığına eşittir.

Arşimet Prensibi herhangi biçimdeki cisme uygulanabilirse de, Şekil 2.9'daki gibi sıvı içine tamamen daldırılmış küp şeklindeki cisimde gerçek olarak tecrübe edilebilir. Bloğa ters yönde uygulanan kuvvetler birbirini sadeleştirir (aksi taktirde blok bir yöne doğru gider). Buna rağmen alt ve üst yüzeydeki kuvvetler eşit değildir ve aralarında kaldırma kuvvetine uyan bir fark vardır.



Şekil 2.9 Dalmış bir bloğa uygulanan kuvvetler

$$F = p.A \text{ ve } p = \rho.g.h \text{ olduğundan;}$$

$$F_1 = \rho.g.h.A$$

$$F_2 = \rho.g.(h+y).A$$

$$= \rho.g.h.A + \rho.g.h.y.A$$

$$F_2 - F_1 = \rho.g.h.A + \rho.g.h.y.A - \rho.g.h.A$$

$$= \rho.g.h.y.A$$

Fakat $yA =$ bloğun hacmi $=$ yer değiştiren sıvının hacmi ve $\rho.g.x$ (yer değiştiren sıvı hacmi), yer değiştiren sıvının ağırlığına eşittir. Kaldırma kuvvetleri $F_2 - F_1 =$ yer değiştiren sıvı ağırlığı

Cismin ağırlığı ile kaldırma kuvvetleri arasındaki farka sıklıkla “*görünen ağırlık*” denir. Görünen ağırlık sıfır ise cisim yüzer.

Örnek 2.4

Yağ banyosuna daldırılmış bir çelik bloğun ölçüleri 100mmx150mmx50mm'dir. Bloğa uygulanan kaldırma kuvvetlerini hesaplayınız. Yağın bağıl yoğunluğu 0,9, çeliğin bağıl yoğunluğu 7,8 alınacaktır.

2.1 Şekil 2.10'da gösterilen hidrolik kriko için aşağıdakileri hesaplayınız.

- a) Sıvı basıncı,
- b) Kaldırma kuvveti,
- c) Mekanik fayda

(a) 4,58 Mpa; (b) 36 kN, (c) 240

2.2 Yüzeyden 300 m derinlikteki deniz suyu basıncını hesaplayınız.

3,03 MPa

2.3 Çapı 500 mm olan bir küresel şamandıranın yarısı deniz içinde olarak yüzmektedir. Şamandıranın ağırlığını hesaplayınız.

331 N

2.4 Bir tanka monte edilen basınç göstergesi, sıvalı manometrenin 774 mm okunduğu bir günde 50 kPa göstermektedir. Tanktaki mutlak basıncı hesaplayınız.

153,3 kPa

2.5 2mx1mx1,5m boyutlarındaki bir çelik blok, deniz altında iken gerekli kaldırma kuvvetini hesaplayınız.

199 kN

2.6 Bir tank içine 4 m yükseklikte su konmuştur. Suyun üzerindeki basınç göstergesi 40 kPa göstermektedir. Tankın tabanına gelen basıncı hesaplayınız.

2.7 Bir deneyde, bir kenarı 200 mm olan alüminyum küpün ağırlığı ölçülmektedir. Daha sonra vakum odasına yerleştirilip ağırlığı tekrar ölçülmektedir. Şayet ağırlıklar sırasıyla 211,91 N ve 212,00 N olduğuna göre alüminyumun bağıl yoğunluğunu ve bu deneydeki havanın yoğunluğunu hesaplayınız.

2,7 ; 1,15kg/m³

2.8 Bir sıvının yüzeyden belli bir mesafedeki basıncı 100 kPa'dır. 8 m aşağıdaki basınç 200 kPa atmosferdir. Sıvının bağıl yoğunluğunu hesaplayınız.

1,274

2.9 İç çapı 400 mm olan bir boruda su bulunmaktadır. Borunun merkezindeki basınç 2,5 kPa'dır. Borunun üst ve alt kısmındaki basınçla hesaplayınız.

0,54 kPa ; 4,46 kPa

2.10 Büyük bir yatay borunun çapı 800 mm'dir. Borudaki maksimum basınç aşağıdaki durumlarda ne olur?

- a) Borunun içi akan su ile tamamen doludur.
- b) Su seviyesi borunun üstünden 50 mm aşağıdadır.

(a) 3,92 kPa ; (b) 7,36 kPa

2.11 Bir su boru hattı yukarıya doğru 100'de 1 eğimlidir(sine). Borunun belli bir noktasındaki basınç 80 kPa'dır. Bu noktadan 1 km yukarıda ve 1 km aşağıdaki boru basınçlarını hesaplayınız.

-18,1 kPa ; 178 kPa

2.12 Şişirilen bir balonun çapı 8 m'dir. Sönük haldeki balon ve akarsularının kütlesi 100 kg'dır. Balonun hidrojen ile doldurulduğunda kaldırma kapasitesini hesaplayınız.

Havanın özgül hacmini $0,8 \text{ m}^3/\text{kg}$ olarak, hidrojeninkini $12 \text{ m}^3/\text{kg}$ alınacaktır.

-213 kg

2.13 Yer değiştirmesi (deplasmanı) 200 kN olan bir geminin güvenli bir şekilde demir alması için ne kadar metre küp gerekir(BY 2,7)?

Güvenli demir almak için dikey kuvvetler gemi yer değiştirme kuvvetinin %10'u kadar olmalıdır.

$1,22 \text{ m}^3$

MANOMETRELER

Düşük sıvı basınçlarını hassas olarak ölçmek için yaygın bir metot, bir veya birden fazla denge kolunu kullanan piezometre ve manometrelerin kullanılmasıdır. Burada çeşitli tipleri tartışılacaktır, gözlenen okumalara göre basınçların hesaplanmasına örnekler verilecektir.

Bir basınçtaki akışkan akışı için önemli bir not, aksine bir durum olmadıkça boru basıncını daima boru merkezindeki basınç olarak anlamalıyız. Gazlarda yoğunluk küçük olduğundan boru merkeziyle cidarı arasındaki basınç farkı çok küçüktür. Sıvılarda (özellikle büyük borularda) bu fark dikkate alınabilir.

3.1 PİEZOMETRE

En basit tip sıvı basıncı ölçme cihazı, alt ve üst ucu açık ve bir ucu basıncı ölçülecek yere bağlanan saydam borudan oluşan piezometredir. Bir boru içine sıvı aktığında boruya bağlantı dikey yönde olmalı, aksi halde okunan basınç hatalı olur. Piezometreler sıvı basınçlarını basit ve hassas ölçen aletlerdir, ancak sıvıların kullanımı uçucu, zehirli olmayan düşük basınçlı sıvılarla sınırlıdır.

Örnek 3.1

Şekil 3.2.'de gösterilen piezometre için aşağıdakileri belirleyiniz.

- Tank girişindeki piezometre basıncını
- Tank tabanındaki basıncı
- Gaz ortam basıncını

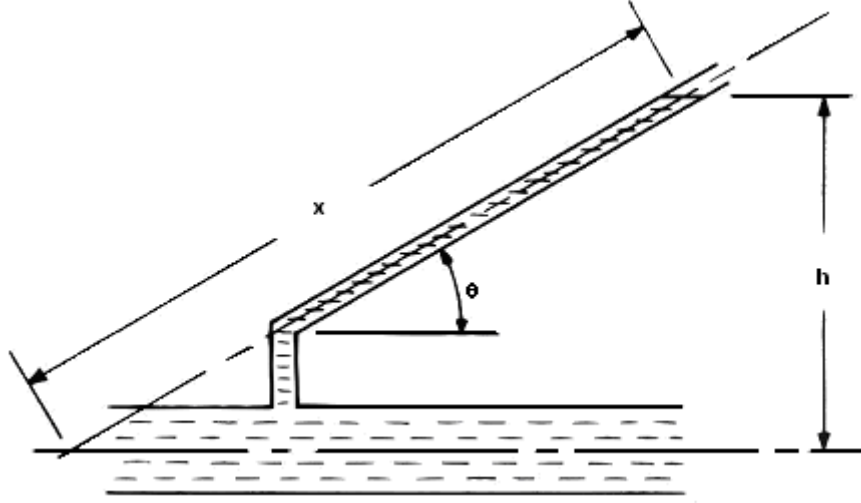
Cözüm:

- Piezometre girişindeki basınç $= \rho \cdot g \cdot h$
 $= 0,78 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 0,8 \quad (\text{Pa})$
 $= 6,12 \text{ kPa}$
- Tank tabanındaki basınç $= 0,78 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 0,9$
 $= 6,89 \text{ kPa}$
- Gaz ortam basıncı $= 0,78 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 0,2$
 $= 1,53 \text{ kPa}$

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

burada;

$$h = x \cdot \sin\theta$$



Şekil 3.3. Eğik Piezometre

Örnek 3.2

Bir eğik manometre iç çapı 100 mm olan yatay bir borudaki su basıncını ölçmek amacıyla kullanılmaktadır. Borunun eğimi yatayla 30° ve açıda ve görünen uzunluk 350 mm'dir (borunun merkezinden ölçülmüştür). Borudaki su basıncını hesaplayınız. Borunun üst ve alt kısmındaki su basınçlarını da hesaplayınız.

Çözüm:

$$\text{Bu durumda; } x = 0,35\text{m} \quad \theta = 30^\circ \quad \rho = 10^3 \text{kg/m}^3$$

$$h = x \cdot \sin\theta = 0,35 \cdot \sin 30^\circ = 0,175 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Borunun merkezindeki basınç; } p &= \rho \cdot g \cdot h = 10^3 \times 9,81 \times 0,175 \text{ (Pa)} \\ &= 1,72 \text{ kPa} \end{aligned}$$

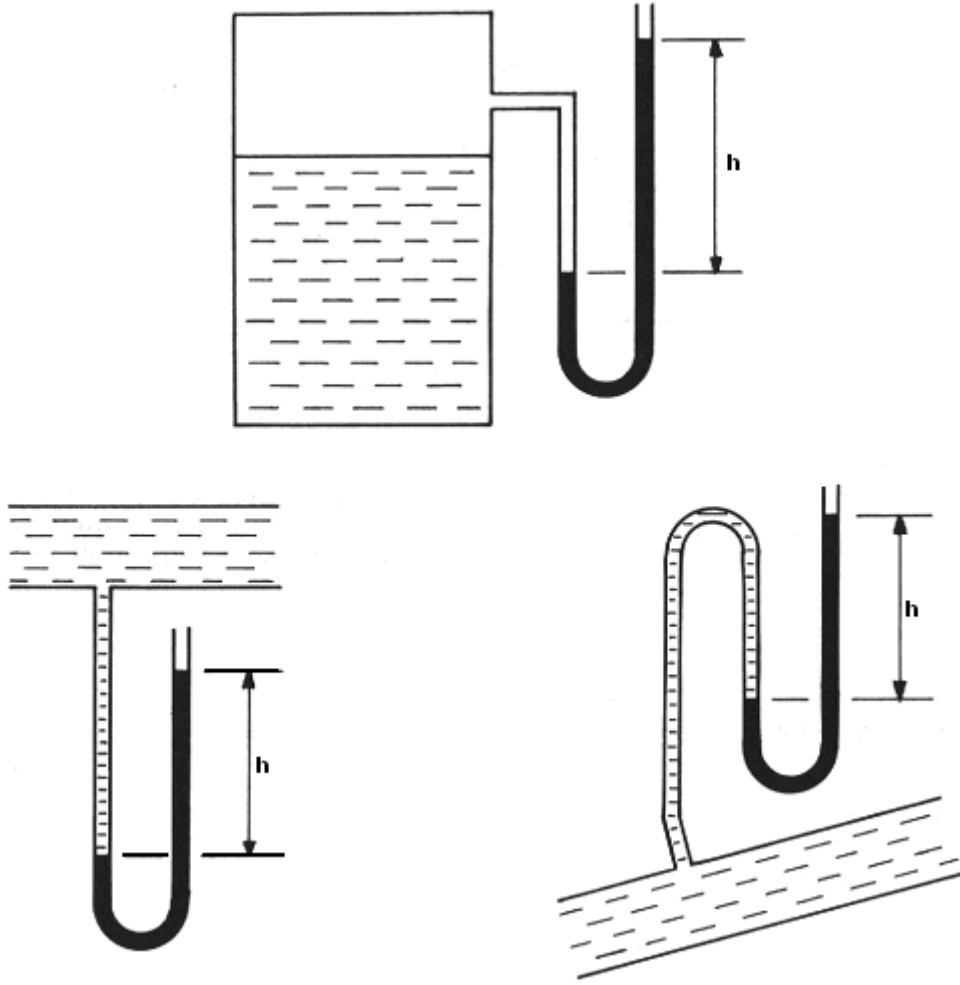
$$\begin{aligned} \text{Borunun üstündeki basınç; } h &= 0,175 - 0,05 = 0,125 \text{ m} \\ p &= 10^3 \times 9,81 \times 0,125 = 1,23 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Borunun alt kısmındaki basınç; } h &= 0,175 + 0,05 = 0,225 \text{ m} \\ p &= 10^3 \times 9,81 \times 0,225 = 2,21 \text{ kPa} \end{aligned}$$

3.3 MANOMETRE

Manometre, piezometrenin çift borulu veya "U" borulu kullanılmış bir uzantısıdır. Her koldan farklı sıvılar kullanılabilir ve oldukça kullanışlı bir cihaz olup şimdi onu gazların ölçümünde kullanacağımız gibi sıvıların ölçümünde de kullanılabilir. Ayrıca sıvıları göstermek için cıva kullanılır, onunla daha yüksek basınçları ölçmek için piezometreler daha uygundur.

Piezometreye benzer olarak, manometre bağlantısı boruya dik olarak yapılır. Ancak piezometre borunun üzerine takılmasına rağmen manometrede borunun üstüne veya altına bağlanabilir.



Şekil 3.4 Manometreler

3.4 MANOMETRE HESAPLAMALARI (gaz veya buhar)

Manometre gaz veya buhar basıncının ölçümünde, tıpkı piezometredeki gibi sıvı kollarındaki basınç farkını gösteren h yardımıyla kullanılır.

Çünkü gaz veya buharların yoğunluğu ihmal edilebilir.

Örnek 3.3

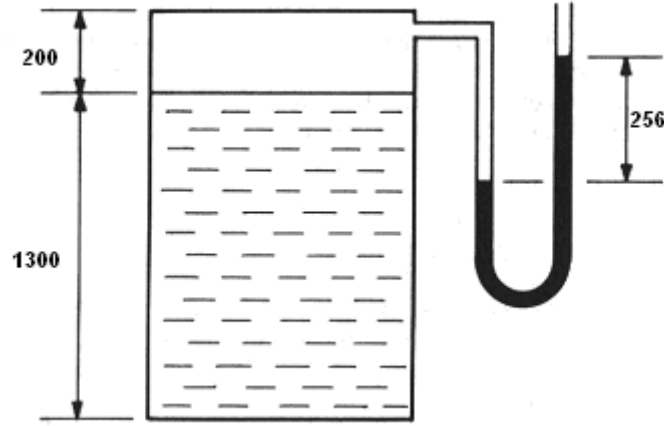
Bir cıvalı manometre Şekil 3.5’de gösterildiği gibi bir gliserin depolama tankındaki buhar basıncını ölçmek amacıyla kullanılmaktadır. Kollardaki basınç farkı 256 mm olması halinde buhar basıncını ve ayrıca maksimum tank basıncını hesaplayınız.

Giderinin bağıl yoğunluğu 1,26 ; cıva 13,6.

Çözüm:

$$\begin{aligned}
 \text{Buhar basıncı} &= \rho \cdot g \cdot h \\
 &= 13,6 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 0,256 \text{ (Pa)} \\
 &= 34,15 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Tank tabanındaki maksimum basınç} &= 34,15 \cdot 10^3 + 1,26 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 1,3 \\ &= 50,2 \text{ kPa} \end{aligned}$$

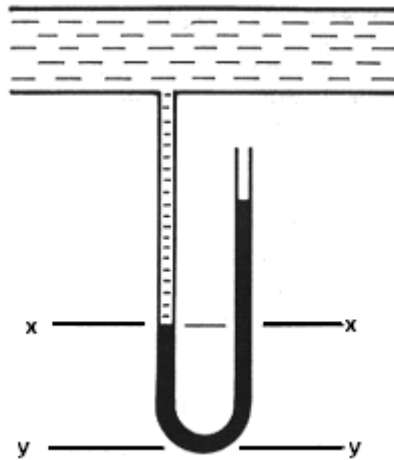


Şekil 3.5

3.5 MANOMETRE HESAPLARI (sıvı)

Bir Manometre sıvı basıncını ölçmek için kullanıldığı yerde, hem ölçülen sıvının nemde gösterge sıvısının yoğunluklarının hesaplanabilir olması gerekir. Temel prensip “*herhangi bir yatay seviyede daima statik sıvı basıncı benzerdir.*” Şekil 3.6’yı dikkatle inceleyiniz.

Yatay seviyedeki X-X ve Y-Y arasındaki sol koldaki basınç ile sağ koldaki basınç eşittir. Çünkü her iki koldaki seviyeler aynı sıvı süreklidir. X-x üzerindeki dikey seviyede basınçlar benzer değildir. Çünkü sıvı sürekli değildir. X-X ara seviyesi hesaplamalar için çok kullanışlıdır ve böylece referans olmaya başlamıştır.



Şekil 3.6 Herhangi bir dikey seviyede X-X ve Y-Y her iki kolda benzer basınçlıdır

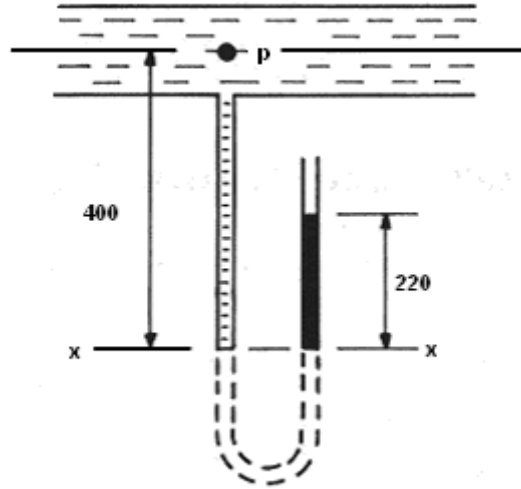
Örnek 3.4

Şekil 3.6'da gösterilen manometredeki bir borudaki akan suyun basıncını ölçmek için cıvalı gösterge kullanılmaktadır. Boru merkezinden cıvanın referans seviyesine olan X-X mesafesi 400 mm, cıvanın sağ kol seviyesi, referans seviyesinden 220 mm yüksektedir, borunun merkezindeki su basıncını hesaplayınız.

Çözüm:

X-X seviyesi esas kabul edilirse; borudaki p basıncı (kPa)

$$\begin{aligned} \text{Sol kol: X-X basıncı} &= p + \rho gh \text{ (su)} \\ &= p \cdot 10^3 + 10^3 \times 9,81 \times 0,4 \text{ (Pa)} \\ &= p + 3,92 \text{ kPa} \end{aligned}$$



Şekil 3.7

$$\begin{aligned} \text{Sağ kol: X-X basıncı} &= \rho \cdot g \cdot h \text{ (cıva)} \\ &= 13,6 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 0,22 \text{ (Pa)} \\ &= 29,35 \text{ kPa} \end{aligned}$$

X-X basınçları her iki kolda eşit olmadığından;

$$p + 3,92 = 29,35$$

$$p = 29,35 - 3,92$$

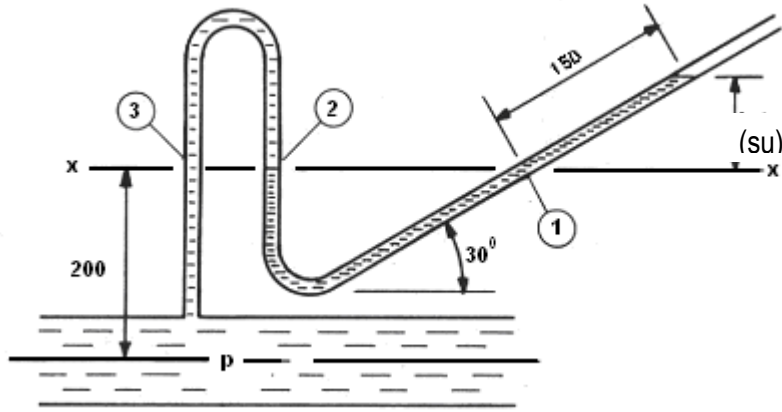
$$p = 25,43 \text{ kPa}$$

3.6 EĞİK MANOMETRE

Eğik manometre kolundaki hesaplama, aynı şekilde kesin olarak dikey yükseklik kullanarak yapılır. Bu durum Örnek 3.5'e gösterilmiştir.

Örnek 3.5

Bir su manometresi, Şekil 3.8.'de gösterildiği gibi borudaki kerosenin (BY = 0,78) basıncını ölçmede kullanılmaktadır. Borunun merkezindeki kerosen basıncını hesaplayınız.



Şekil 3.8

Cözüm:

X-X referans seviyesi kullanılarak aşağıdaki eşitliği yazabiliriz;

$$p_1 = p_2 ; p_2 = p_3 ; p_1 = p_3$$

$$P_1 = \rho \cdot g \cdot h \text{ (su)} = 10^3 \times 9,81 \times 0,15 \times \sin 30^0 \text{ (Pa)}$$

$$= 0,736 \text{ kPa}$$

Borunun merkezinde;

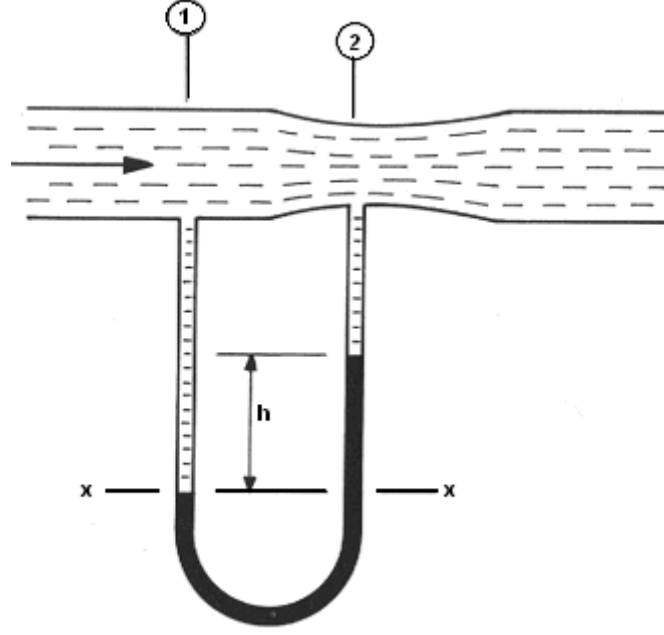
$$p = P_3 + \rho \cdot g \cdot h \text{ (karosen)}$$

$$= 0,736 + 0,78 \times 9,81 \times 0,2 \text{ (kPa)}$$

$$= 2,27 \text{ kPa}$$

3.7 DİFERANSİYEL MANOMETRE

Diferansiyel manometre Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Diferansiyel manometre olarak bilinmesinin bir sebebi, fark basıncını ölçmesinden değil, iki noktadaki fark olmasıdır. Bu basınç farkı akışkanlar mekaniğinde sıklıkla kullanılır (Örnek olarak akış debilerinin ölçümü).



Şekil 3.9 Diferansiyel manometre

Benzer kollardaki sıvı yüksekliği h aynı olduğundan aynı kollardaki basınç artışında eşit olacağını düşünmemizi gerektirmez.

Sol kol: (X-X referans seviyesi kullanılarak)

$$p = P_1 + \rho \cdot g \cdot h$$

Sağ kol: (X-X referans seviyesi kullanılarak)

$$p = P_2 + \rho_i \cdot g \cdot h$$

burada ρ gösterge sıvısının yoğunluğudur.

$$P_1 + \rho \cdot g \cdot h = P_2 + \rho_i \cdot g \cdot h$$

$$P_1 - P_2 = \rho_i \cdot g \cdot h - \rho \cdot g \cdot h$$

$$P_1 - P_2 = (\rho_i - \rho) g h$$

(3.1)

Bu eşitlik herhangi bir yatay diferansiyel manometreye uygulanır ve ilk prensiplerden yola çıkılarak hazırlanabilir.

Örnek 3.6

İçinde sıvı akan bir boru Şekil 3.9'daki gibi manometreye bağlanmıştır. Gösterge sıvısı olarak cıva kullanılmıştır ve h yüksekliği 226 mm'dir. Cıva seviyesi boru merkezinden 2 noktasından 200 mm aşağıda olması durumunda 1 ve 2 arasındaki basınç farkını hesaplayınız.

Çözüm:

İlk prensip kullanılarak;

$$p_1 = 1 \text{ noktasındaki basınç (kPa)}, p_2 = 2 \text{ noktasındaki basınç (kPa)}$$

X-X seviyesi kullanılarak;

Sol kol:

$$\begin{aligned} p &= p_1 + \rho \cdot g \cdot h \text{ (su)} \\ &= p_1 + 9,81 \times 0,426 \text{ (kPa)} \\ &= p_1 + 4,18 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Sağ kol:

$$\begin{aligned} p &= p_2 + \rho \cdot g \cdot h \text{ (su)} + \rho \cdot g \cdot h \text{ (cıva)} \\ &= p_2 + 9,81 \times 0,2 + 13,6 \times 9,81 \times 0,226 \\ &= p_2 + 32,11 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$p_1 + 4,18 = p_2 + 32,11$$

$$p_1 - p_2 = 27,9 \text{ kPa}$$

3.1. eşitliği kullanılarak;

$$\begin{aligned} p_1 - p_2 &= (\rho_i - \rho) \cdot g \cdot h \\ &= (13,6 - 1) \cdot 10^3 \times 9,81 \times 0,226 \text{ (Pa)} \\ &= 27,9 \text{ kPa (önceki gibi)} \end{aligned}$$

Not: Borunun altındaki manometre mesafesi bu yöntemde kullanılmaz ve gerçekte çözümü etkilemez.

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

Bütün durumlarda cıvanın bağıl yoğunluğu 13,6 kabul edilecektir.

3.1 Bir borudaki basıncını ölçmek için piezometre kullanılmaktadır. Şayet piezometredeki su seviyesi, boru merkezinden 200 mm yüksekte ise, bu noktadaki basıncı hesaplayınız.

1,96 kPa

3.2 Dış çapı 200 mm olan bir borudaki sıvı basıncını (BY=1,2) ölçmek için piezometre kullanılmaktadır. Piezometredeki sıvı seviyesi boru dış çapından 256 mm üzerindedir. Borunun merkezindeki basıncı belirleyiniz.

4,19 kPa

3.3 Soru 3.2.'deki boru 8 mm cidar kalınlığına sahip olsaydı, borudaki maksimum ve minimum basınçlar ne olurdu?

5,27 kPa ; 3,11 kPa

3.4 Su taşıyan yatay bir borudaki piezometrenin açısı 30^0 'dir. Piezometre ölçümü 320 mm'dir (borunun merkezinden ölçülen). Borunun merkezindeki basınç nedir?

1,57 kPa

3.5 Bir dikey piezometre, bağıl yoğunluğu 1,15 olan sıvı taşıyan 45^0 eğik bir boruya yerleştirilmiştir. Piezometre okuması boru merkezinden 424 mm yükseklikte ise aşağıdaki maddeleri belirleyiniz.

- Boru merkezindeki basınç
- Bu noktadan 300 mm aşağıdaki basınç

c) Bu noktadan 300 mm yukarıdaki basınç

(a) 4,78 kPa ; (b) 7,18 kPa ; (c) 2,39 kPa

3.6 Bir cıvalı manometre bir borudaki yağ (BY = 0,9) basıncını ölçmede kullanılmaktadır. Referans seviyesi boru merkezinden 300 mm altındadır ve açık kol referans seviyesinden 125 mm üsttedir. Borudaki yağ basıncını hesaplayınız.

14 kPa

3.7 Bir cıvalı manometre bir borudaki akan suyun basıncını belirlemede kullanılmaktadır. Referans seviyesi boru merkezinden 245 mm altıdır. Diğer koldaki cıva seviyesi aşağıdaki değerlerde olması durumunda borudaki basınç belirleyiniz.

a) 206 mm merkezden altta

b) 294 mm merkezden altta

(a) 2,8 kPa ; -8,94 kPa

3.8 Bir eğik manometre, bir hattaki gaz basıncını ölçmek için kullanılmaktadır. Açık kol yatayla 30° eğimlidir ve eğik koldaki okunan değer referans seviyesinden dikey olarak 135 mm uzaklıktadır. Gaz basıncı nedir?

662 Pa

3.9 Şekil 3.10'da gösterilen tank için hava ortamı basıncı belirleyin ve en büyük tank basıncı hesaplayınız (tabanda).

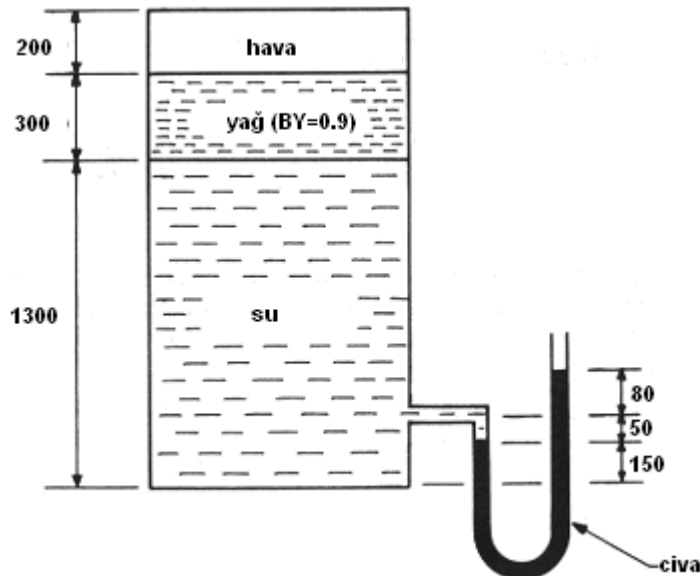
3,41 kPa ; 18,8 kPa

3.10 Şekil 3.9'da gösterildiği gibi diferansiyel manometre bağlı bir borudan kerosen olmaktadır. Su gösterge sıvısı olarak kullanılmakta ve su seviyesi boru merkezinden 1 noktasında 570 mm ve 2 noktasından 350 mm aşağıdadır. 1 ve 2 arasındaki basınç farkını belirleyin. Kerosenin bağıl yoğunluğu 0,78 alınacaktır.

475 Pa

3.11 Problem 3.10'daki hesaplamaları borudan su akması ve gösterge sıvısı olarak cıva kullanılması durumunda tekrarlayınız.

27,2 kPa

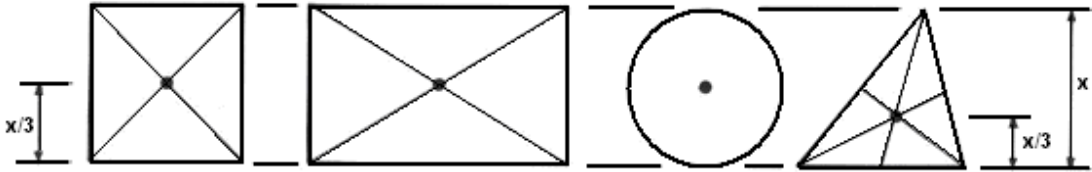


DALMIŞ YÜZEYLERDEKİ KUVVETLER

Kalınlığı olmayan bir yüzeyi göz önüne alalım. Sıvı içine dalmış bir yüzeyde Arşimet Prensipleri geçerli olmakla birlikte yüzeyinin her iki tarafı aynı sıvı ile doldurulduğunda kuvvet oluşmaz. Çünkü yer değiştiren hacim ve sıvının ağırlığı sıfırdır. Bununla birlikte, bir yüzeyin iki tarafında farklı sıvılar bulunuyorsa veya sıvı seviyeleri farklı oluyorsa (bir tankın bir levha ile ikiye bölünmesi gibi) sıvı basıncının neden olacağı bir kuvvet doğacaktır.

4.1 YATAY YÜZEY

Dalmış bir yüzeyi etkileyen bir sıvı kuvveti onun üzerindeki sıvının ağırlığı bulunarak hesaplanabilir. Bu yöntem Örnek 1.3.'te gösterilmiştir. Alternatif bir yöntem de 2.1 eşitliği kullanılarak yüzey basıncı ve alanın çarpımıyla bulunabilir. Bu yöntemler Örnek 4.1.'de gözden geçirilmiştir.



Şekil 4.1. Bilinen şekillerin merkezlerinin bulunması

Kuvvetin Yeri

Sıvı basıncının oluşturduğu kuvvetin etki noktası “*basınç merkezi*” olarak bilinir. Yatay bir yüzey için basınç merkezi, bilinen yüzey merkezidir. Yüzey merkezi aynı zamanda ağırlık merkezidir (yüzeyin aynı kalınlıkta levha metreden kesildiğini farzedelim.) ki o yüzey bir tel ile asılırsa denge noktasıdır. Şekil 4.1’de bilinen bazı şekillerin yüzey merkezinin yeri gösterilmiştir.

Örnek 4.1

Çapı 300 mm olan dairesel levha içinde yağ bulunan ($BY=0,9$) 2,5 m derinlikteki dikey bir tankın tabanına vidalanmıştır. Levhaya gelen kuvveti;

- Sıvı ağırlığı yöntemi,
- Basınç yöntemiyle bulunuz.

Cözüm:

a) Sıvı ağırlığı yönteminin kullanılması;

Levha üzerindeki sıvı ağırlığı = $V \cdot \rho \cdot g$

$$F = \pi \frac{0,3^2}{4} \times 2,5 \times 0,9 \cdot 10^3 \times 9,81 \text{ N}$$

$$= 1,56 \text{ kN}$$

b) Basınç yönteminin kullanılması;

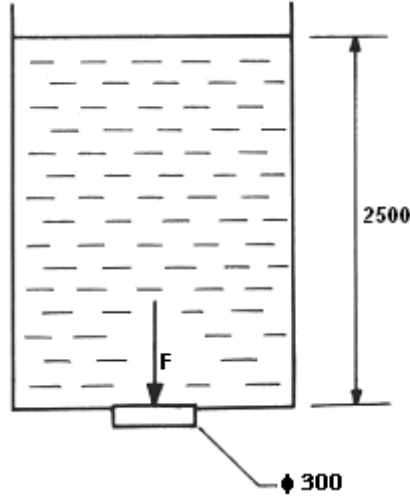
Levha üzerindeki basınç = $\rho \cdot g \cdot h$

$$p = 0,9 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 2,5 \text{ (Pa)}$$

$$= 22,1 \text{ kPa}$$

$$F = p \cdot A = 22,1 \times \pi \times \frac{0,3^2}{4} \text{ (kN)}$$

$$= 1,56 \text{ kN}$$



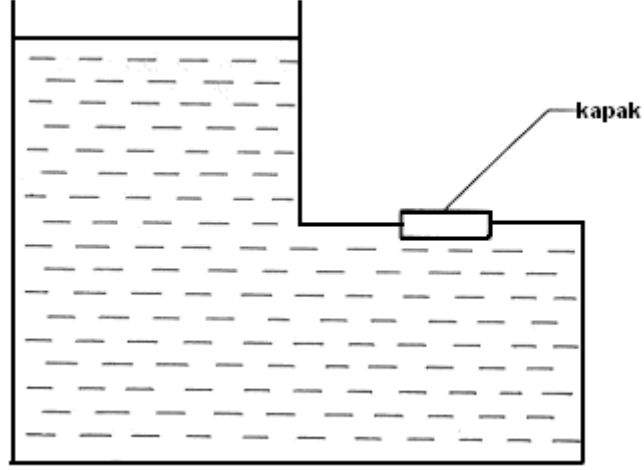
Şekil 4.2

Kuvvetin Yeri

Levha, yatay basınç merkezinde olduğundan, yüzey merkezi dairenin merkezidir. Böylelikle dikey yandaki kuvvetler aşağıya doğru dairesel levhanın merkezini etkiler.

4.2 YÜZEY ALTINDAKİ SIVI

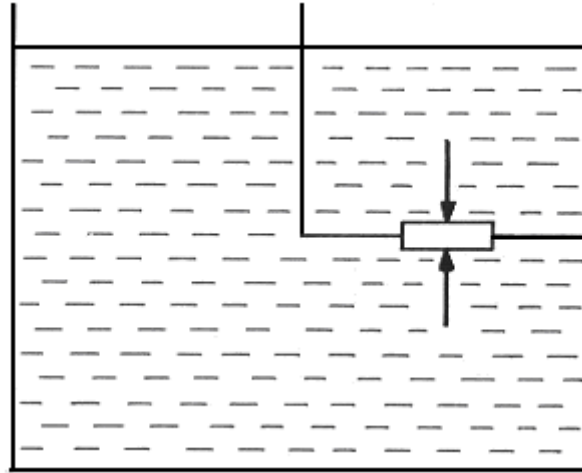
Şekil 4.3'teki levhayı göz önüne alın.



Şekil 4.3 Yüzeyin altındaki sıvı

Bu durumda sıvı levha yüzeyin altındadır. Bu durumda levha üzerinde sıvı basınç kuvveti yok mudur?

Şayet Şekil 4.4'te gösterildiği gibi sıvı levhanın her iki yönünden etkileseydi kuvvetler eşit olabilirdi.

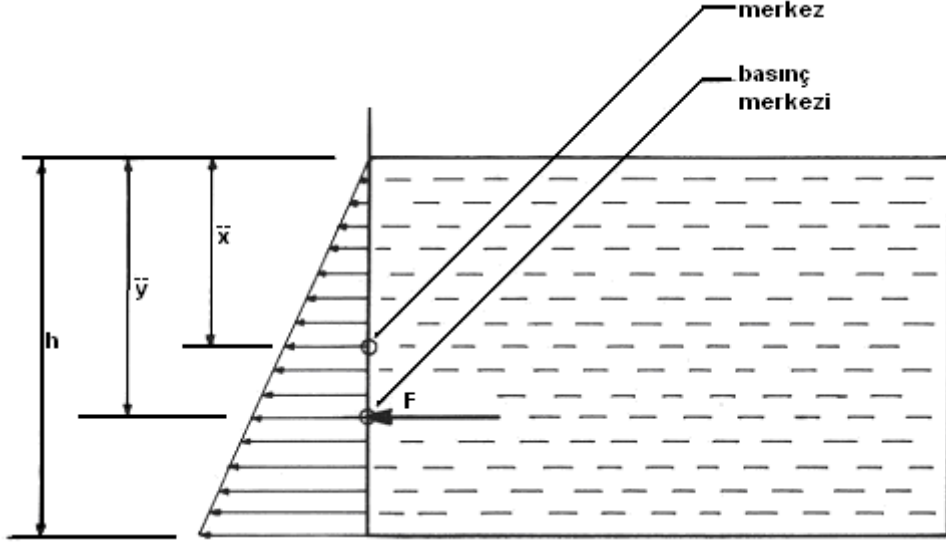


Şekil 4.4 Levhanın her iki yönünde sıvı bulunması

Böylece sıvı sadece levhanın altında olduğunda kuvvet etkisine maruz kalacaktı, aynı durum sıvı basıncının sadece levhanın üzerinde bulunması durumunda da geçerlidir, ancak zıt kuvvetlerin bulunması durumunda levha kuvvet etkisinde kalmaz (örnek olarak dikey yukarı doğru, aşağı doğru değil).

4.3 DİKEY YÜZEY

Şekil 4.5'te gösterilen tankın dikey tarafını düşünelim. Yan yüzeydeki en büyük basıncın $p_{\max}=\rho.g.h$ olacağı açıktır.



Şekil 4.5 Dikey bir yüzeydeki basınç

Buna rağmen, hesaplanan bu basıncın yan yüzeydeki hesaplanan kuvvet için geçerli olduğunu söyleyemeyiz; çünkü bu basınç sadece en dipteki basınçtır, bütün yüzey boyunca eşit değildir. Gerçekte yüzeyin en üstünde basınç sıfırdır. Böylece basınç kuvvetinin bileşkesini hesaplamak için yüzey merkezinin dikey mesafesini kullanarak ortalama basıncı bulmalıyız.

Bu basınç;

$$\bar{p} = \rho.g.\bar{x}$$

burada sembolün üzerindeki çizgi “ortalama” değer anlamındadır. Yan yüzeyde bileşik kuvvet şu formülle bulunur;

$$F = \rho.g.A.\bar{x} \quad (4.1)$$

Kuvvetin Yeri

Bileşke kuvveti, sıvı basıncının derinlikle artışına uygun olacak şekilde denge noktasını etkilemelidir. Bir blok ile bir kamanın karşılaştırmalı denge noktasının Şekil 4.6.'da görmekteyiz.

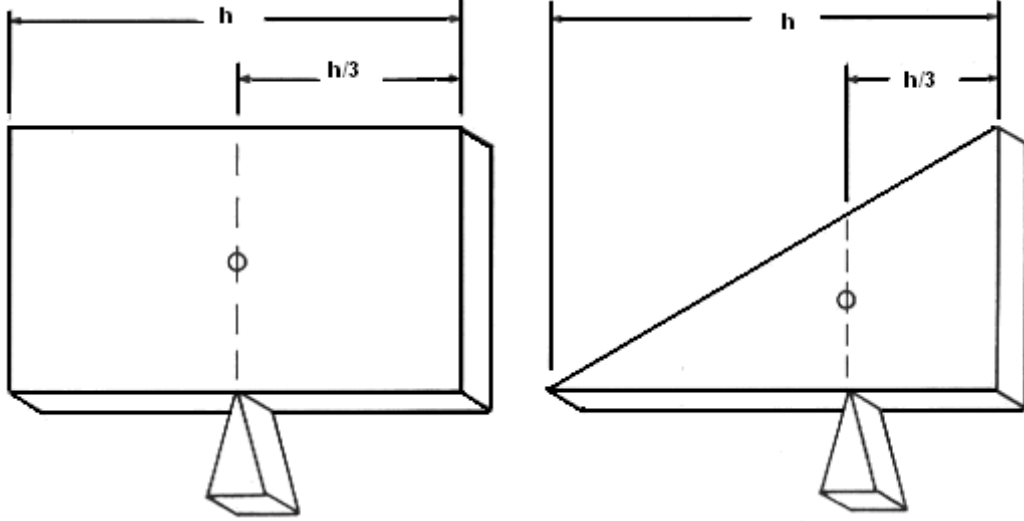
Bileşke kuvvet yüzey merkezinin bir miktar altına denk gelmektedir.

Herhangi bir dikey yüzeydeki basınç merkezinin yeri \bar{y} şu formülle ifade edilir;

$$\bar{y} = \bar{x} + \frac{k^2}{\bar{x}} \quad (4.2)$$

burada \bar{y} sıvı yüzeyinden denge noktasına olan mesafedir, \bar{x} sıvı yüzeyinden yüzey merkezine olan mesafe ve k yüzey merkezinin dönme atalet yarıçapıdır*.

Dikdörtgen için $k = \frac{\ell}{\sqrt{12}}$ ve daire için $k = \frac{d}{4}$, burada ℓ = dikdörtgenin dikey uzunluğu ve d = dairenin çapıdır.



Şekil 4.6 Bir blok ve bir kamanın denge noktası

Örnek 4.2

Bir dikdörtgen su tankı, yan yüzeyinden 1 m çapında dairesel bir deliğe sahiptir. Bu deliğe civatalı bir kapak yerleştirilmiştir. Aşağıdaki durumlar için kuvvetin yerini ve büyüklüğünü hesaplayınız.

- Su seviyesi deliğin üzerinde olduğunda
- Su seviyesi deliğin 1,5 m üzerinde olduğunda

Cözüm:

Şekil 4.7'den

$$a) \bar{x} = 0,5\text{m}$$

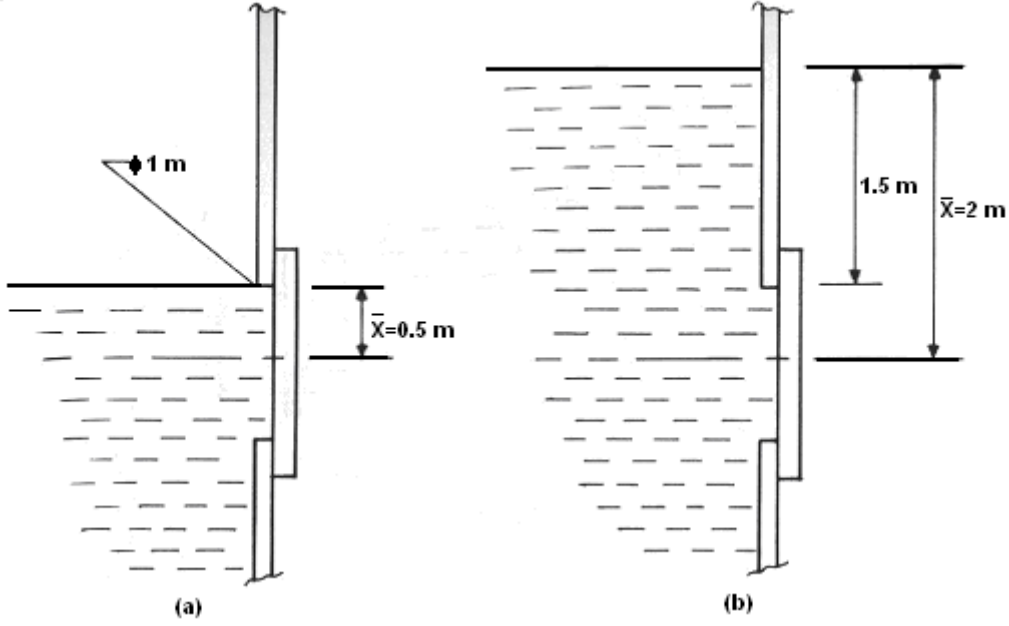
$$\begin{aligned} F &= \rho \cdot g \cdot A \cdot \bar{x} \\ &= 10^3 \times 9,81 \times \pi \times 1^2/4 \times 0,5 \\ &= 3,85 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\bar{y} = \bar{x} + \frac{k^2}{\bar{x}} \text{ burada } k = \frac{d}{4}, \quad k^2 = \frac{d^2}{16}$$

$$\bar{y} = 0,5 + \frac{1^2}{16 \times 0,5} = 0,625\text{m}$$

Örnek olarak bileşke kuvvet yüzey merkezinden 125 mm aşağıdadır.

* k değeri $k = \sqrt{\frac{I}{A}}$ formülünden bulunabilir. Burada I = alanın atalet momenti ve A ise alandır.



Şekil 4.7

$$b) \bar{x} = 2m$$

$$F = \rho \cdot g \cdot A \cdot \bar{x}$$

$$= 10^3 \times 9,81 \times \pi \times 1^2/4 \times 2$$

$$= 15,4 \text{ kN}$$

$$\bar{y} = \bar{x} + \frac{k^2}{\bar{x}} \text{ burada } k = \frac{d}{4}, \quad k^2 = \frac{d^2}{16}$$

$$\bar{y} = 2 + \frac{1^2}{16 \times 2} = 2,031m$$

burada bileşke kuvvet levha merkezinden 31 mm aşağıdan etki etmektedir.

Örnek 4.3

Bir tankın yan yüzeyindeki dikdörtgen delik 900 mm genişliğinde ve 600 mm yüksekliğinde sustalı bir kapak ile kapatılmıştır. Tank deliğin merkezinden 1,5 yükseklikte yağ (BY=0,9) ile doldurulduğunda kapağa gelen kuvvetin yerini ve şiddetini hesaplayınız. Yağ yüzeyi atmosfer basıncına eşittir.

Cözüm:

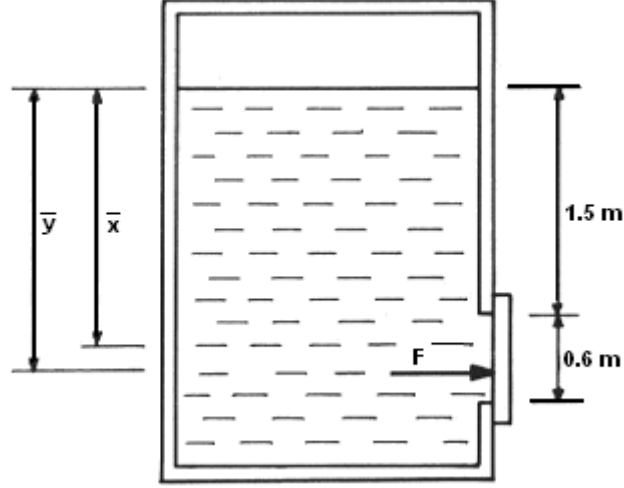
Şekil 4.8.'den şu eşitliği yazabiliriz; $\bar{x} = 1,5 + 0,3 = 1,8m$

4.1. eşitliğini kullanarak kuvvet;

$$F = \rho \cdot g \cdot A \cdot \bar{x}$$

$$= 0,9 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 0,6 \times 0,9 \times 1,8 \text{ N}$$

$$= 8,58 \text{ kN}$$



Şekil 4.8

4.2. eşitliğini kullanarak kuvvetin yeri;

$$\bar{y} = \bar{x} + \frac{k^2}{x} \quad ; \quad k = \frac{\ell}{\sqrt{12}} \quad , \quad k^2 = \frac{0,6^2}{12}$$

$$\bar{y} = 1,8 + \frac{0,6^2}{12 \times 1,8} = 1,817 \text{ m}$$

Böylelikle, bileşke kuvvet yağ yüzeyinin 1,817m altında; levha merkezinin 17mm altından etki eder.

Örnek 4.4

Örnek 4.2.'deki problemi yağ yüzeyinden 20 kPa basınç olması durumu için kuvve ve yerini tekrar hesaplayınız.

Cözüm:

Pascal prensibine göre ek basınç bütün yönlere eşit olarak dağılır. Ek basınç, levha üzerinde ek bir kuvvete neden olur.

$$F = 20 \times 10^3 \times 0,6 \times 0,9 \text{ N}$$

$$= 10,8 \text{ N}$$

Levha üzerindeki toplam kuvvet böylece $10,8 + 8,58 = 19,38 \text{ kN}$

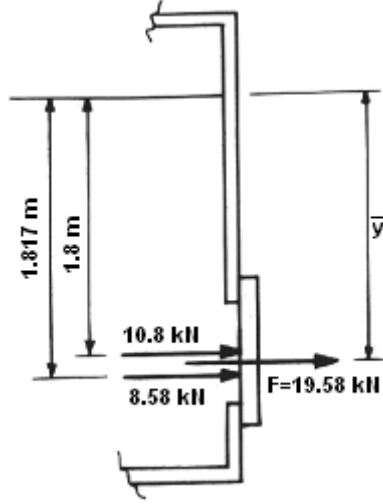
Bu yüzden bileşke kuvvetin yeri de değişir; çünkü 10,8 kN'lık kuvvet yüzey merkezine gelen basınç üniform dağılır(Şekil 4.9.'a bakınız.).

Sıvı yüzeyinden moment alınırsa;

$$19,38 \bar{y} = 10,8 \times 1,8 + 8,58 \times 1,817$$

$$\bar{y} = 1,808 \text{ m}$$

örnek olarak bileşke kuvvet levha merkezinden 8mm altta etki eder.



Şekil 4.9

4.4 EĞİK YÜZEYLER

Eğik bir yüzeye gelen kuvvet ve onun yeri hesaplanırken en iyi yapılacak işlem eğik yüzeyin serbest sıvı yüzeyine mesafesinin ölçülmesidir (Şekil 4.10'a bakınız).

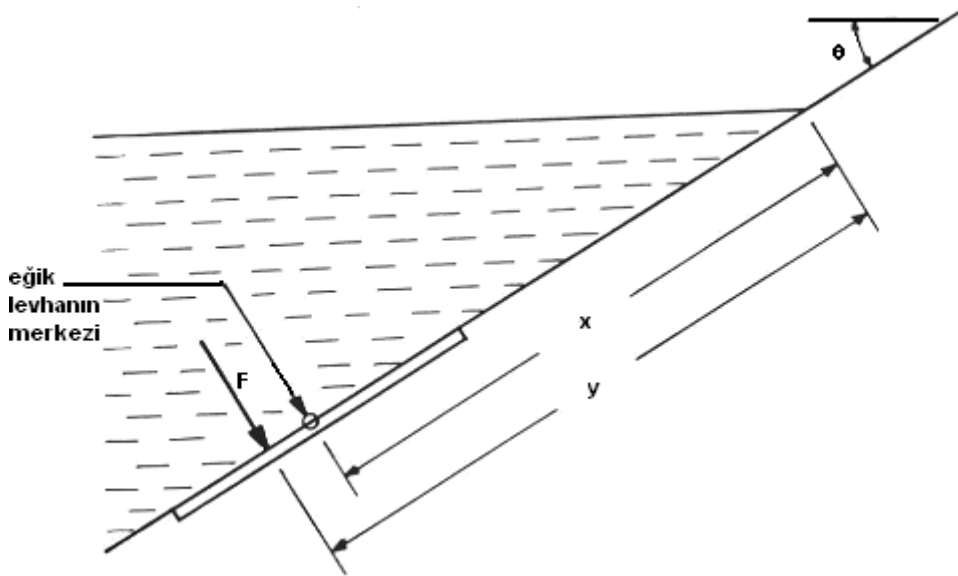
Sıvı duvarına uygulanan basınç daima dikey olduğundan (Şekil 2.2'ye bakınız) levhaya gelen kuvvetler de ona dik olur.

Kuvvetin büyüklüğü şu formülle bulunur;

$$F = \rho \cdot g \cdot A \cdot \bar{x} \cdot \sin \vartheta \quad (4.3)$$

ve kuvvetin yeri;

$$\bar{y} = \bar{x} + \frac{k^2}{\bar{x}} \quad (4.2)$$

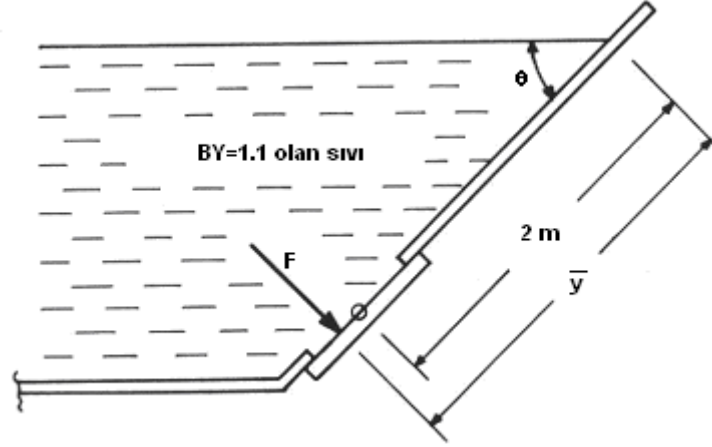


Şekil 4.10 Eğik yüzey

4.2. formülü eğik yüzeye olan mesafeler \bar{x} , \bar{y} ve k hesaplanarak kullanılır.

Örnek 4.5

Şekil 4.11’de gösterilen tank için, 600 mm çapındaki kapağa gelen kuvveti ve yerini hesaplayınız.



Şekil 4.11

Cözüm:

Eğik yüzeyden ölçülen mesafe; $\bar{x}=2\text{m}$

$$F = \rho g A \bar{x} \sin \theta$$

$$= 1,1 \times 10 \times 9,81 \times \pi \times \frac{0,6^2}{4} \times 2 \times \sin 45^\circ \text{ N}$$

$$= 4,31 \text{ kN}$$

Ölçülen eğik mesafe;

$$\bar{y} = \bar{x} + \frac{k^2}{\bar{x}} ; \quad k = \frac{d}{4} , \quad k^2 = \frac{d^2}{16}$$

$$\bar{y} = 2 + \frac{0,6^2}{16 \times 2} = 2,011 \text{ m}$$

Burada basınç merkezi, yüzey merkezinin 1 mm altındadır (ölçülen eğik mesafe olarak).

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

4.1 Taban boyutları 3m x 2m olan bir su tankı mevcuttur. Tanktaki su seviyesi tabandan 2m yüksekte olduğunda;

- Tabandaki kuvvetin şiddetini ve yerini,
- En büyük taraftaki kuvvetin şiddetini ve yerini hesaplayınız.

(a) 118 kN tabanın merkezinde ; (b) 58,9 kN ; 1,33m su yüzeyinin altında

4.2 Kapalı bir silindirik depo, 3,6m taban çapına ve 4m dikey yüksekliğe sahiptir. 10 kPa buhar basıncı altında tankın $\frac{3}{4}$ 'ü yağ (BY=0,9) ile doldurulduğunda tankın üstüne ve altına gelen kuvveti hesaplayınız.

102 kN ; 372 kN

4.3 Bir deniz suyu setine set tabanından 5m genişliğinde ve 3,6m derinliğinde deniz suyu (BY=1,03) şunları hesaplayınız.

- Sete gelen bileşke kuvvet
- Tabana uygulanan dönme momenti

(a) 327 kN ; (b) 393 kNm

4.4 4.3.'teki problemi, setin bir tarafında 3,6m, diğer tarafında 3m deniz suyu olması durumu için tekrar hesaplayınız.

a) 100 kN ; b) 166 kNm

4.5 400 mm çapındaki bir delik yağ depolama tankının ön yüzeyinde ve cıvatalı bir levha ile kapatılmıştır. Levha üzerine gelen kuvvetleri ve onun yağ yüzeyinden uzaklığını aşağıdaki durumlar için belirleyiniz. (Yağın bağıl yoğunluğu: 0,93)

- Yağ seviyesi, deliğin hemen üstünde
- Yağ seviyesi, deliğin 1,6m üstünde

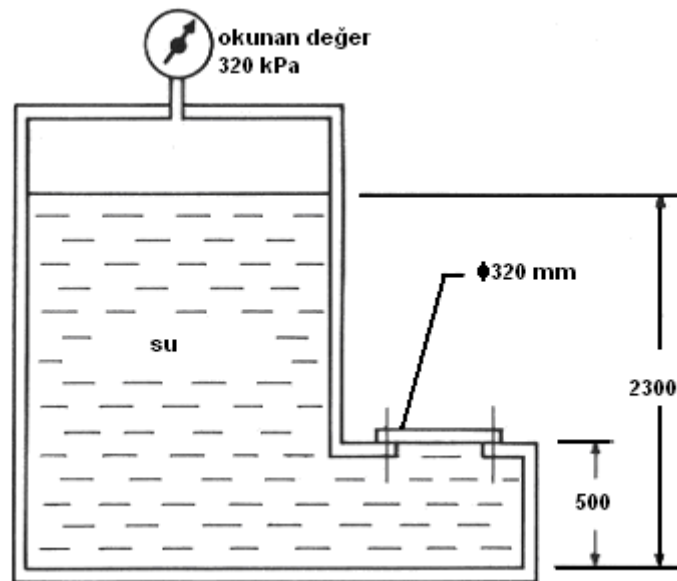
(a) 229 N , 250mm ; (b) 2,06 kN , 1,81m

4.6 Şekil 4.12'de gösterilen tank için kapak levhasını bağlayan alt cıvatanın herbirine gelen gerilme kuvvetini hesaplayınız.

505 N

4.7 Dikey bir su seti 5m genişliğinde ve 3m yüksekliktedir. Su seviyesi bir tarafta 2,7m, diğer tarafta su yoktur. Setin kütlesi 4 ton ve set ile yuva arasındaki sürtünme katsayısı 0,3'tür. Seti yükseltmek için gereken kuvveti hesaplayınız.

92,9 kN



Şekil 4.12

4.8 600mm çapındaki bir boru basıncı 126 kPa (mutlak) sıcak su ile doldurulmuştur. Sıcak suyun yoğunluğu bu şartlarda 991 kg/m^3 'tür. Borunun ucundaki kapağa gelen kuvveti hesaplayınız. Ayrıca kuvvetin merkezden itibaren yerini hesaplayınız.

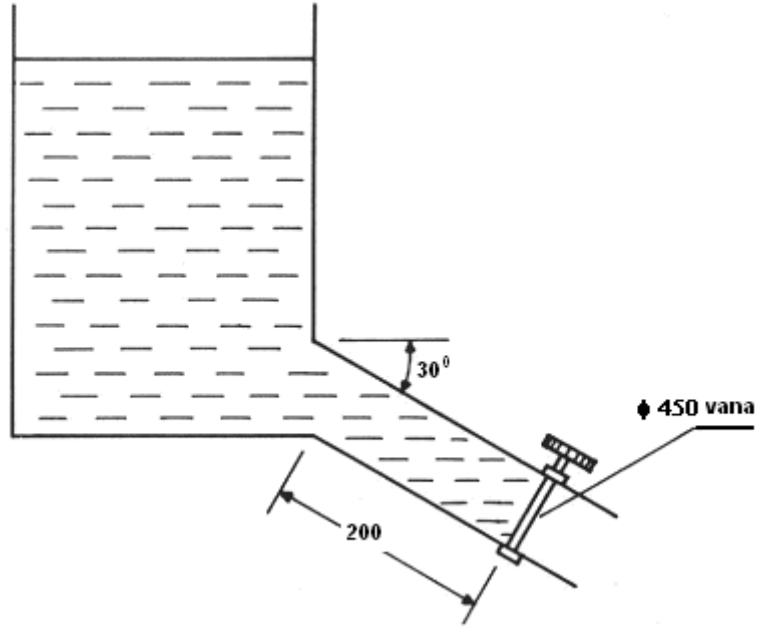
7,81 kN ; 8mm merkezin altında

4.9 2m genişliğinde bir suyun bir tarafı yatayla 30° açı yapmaktadır. Tank derinliği 1i5m olduğunda bu taraftaki kuvveti hesaplayınız. Ayrıca kuvvet ile serbest su yüzeyi arasındaki dikey mesafeyi de hesaplayınız.

44,1 kN ; 1m aşağıda

4.10 Şekil 4.13'te gösterilen vana için, vanaya gelen kuvveti ve valf yüzeyine göre kuvvetin yerini tanktaki su seviyesi 2m olması durumuna göre hesaplayınız.

3,75 kN ; 5mm



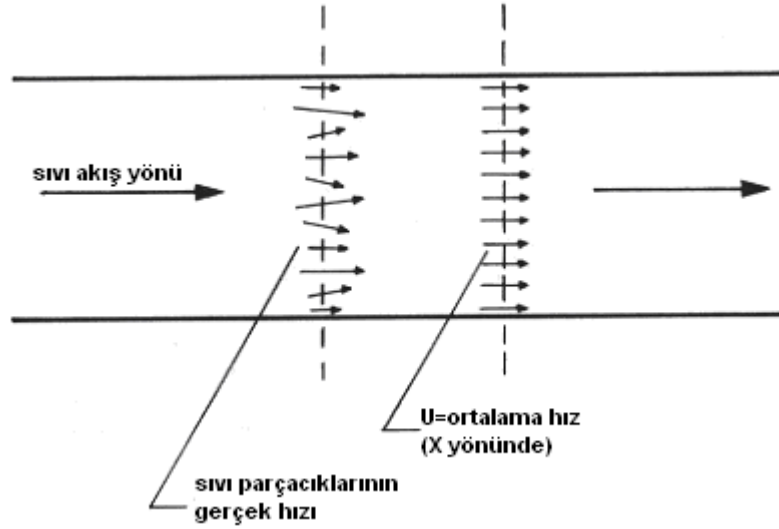
Şekil 4.13

SIVI AKIŞININ TEMEL PRENSİPLERİ

5.1 ORTALAMA HIZ (u)

Şayet bir sıvı, bir boru içinden aktığında (veya kontrol hacminin sınırlarına karşı yönde) sıvının her parçacığının ayrı hızda akması gerekmez. Birçok akış durumlarında özel sıvı parçacıklarının hızı farklı yönde ve şiddettedir.

Verilen bir kesitteki ve sınırdaki ortalama hız, bu sıvı parçacıklarının sınıra dik yandaki hızlarının ortalamasıdır veya izafi hızıdır. Şekil 5.1’de bir borudaki sıvı akışı gösterilmiştir.



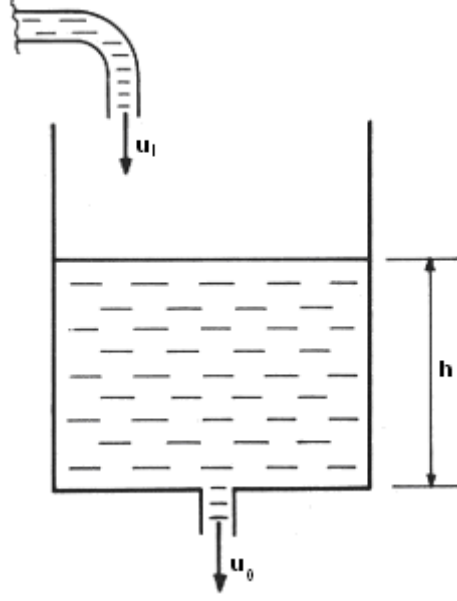
Şekil 5.1 Gerçek ve izafi sıvı akışı

Kontrol hacmi; sabit sınırlar arasındaki hacmin sınırlanmasıdır. Şayet bir sıvı x yönünde akıyorsa, x yönündeki ortalama hızı u olacaktır. Y yönündeki net akış için Y yönündeki ortalama hız sıfır olur.

Akışkanlar mekaniğinin birçok akış durumlarında hız sınıflandırması olmasın diye ortalama hız kullanılır, bunun anlamı daima ortalama hızdır ve sadece u 'nun üzerindeki çizgi ortalama hızı göstermesini gerektirmez.

5.2 KARARLI AKIŞ

Bir sıvının hızı herhangi bir sınırdaki sabit kalıyorsa (örnek olarak zamanla değişmiyorsa) akışa “*sabit*” denebilir. Bunun anlamı akışkanın bir kesitle aşağıya veya yukarıya akışının benzer olması anlamında değildir, fakat bunun anlamı özel bir sınırdaki veya kesitteki sıvı hızında değişimin olmamasıdır (Şekil 5.2’ye bakın.).



Şekil 5.2 Kararsız akış

u_1 benzer olsa da, u_0 tanktaki sıvı seviyesine göre değişeceğinden bu şartlar altında akış kararsızdır. Bu durum u_0 'ın belirli bir seviyesine kadar devam edecektir, şimdi u_0 sabit ve ayrıca h yüksekliği sabit olmaya başlayacaktır. Bu, kararlı akışı açıklayacaktır. Bu kitapta sadece kararlı akış durumlarını inceleyeceğiz, kararsız akışlar dikkate alınmayacaktır.

5.3 HACİMSEL AKIŞ DEBİSİ (\dot{v})

Hacimsel debi, herhangi bir sınırdaki sıvı hacminin sınıra dik yönde birim zamandaki geçiş miktarıdır.

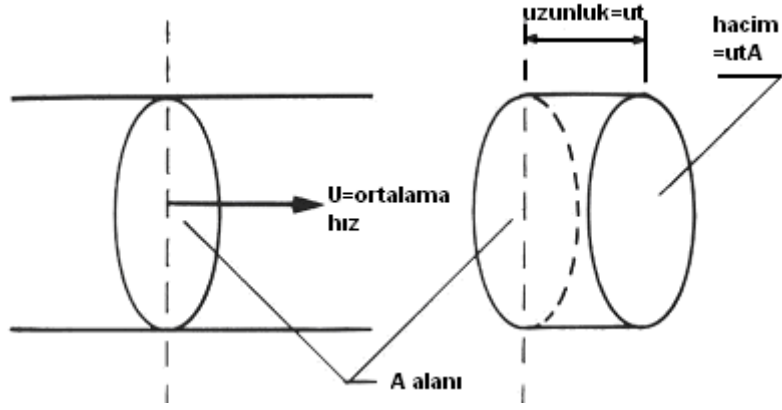
$$\dot{v} = \frac{dv}{dt}$$

\dot{v} 'nin üzerindeki nokta birim zamandaki hacmi gösterir. Kararlı akış durumlarında, \dot{v} herhangi bir sınırdaki sabit olacaktır. Böylelikle;

$$\dot{v} = \frac{v}{t} \text{ (kararlı akış için)}$$

Hacimsel Debi ve Hız Arasındaki İlişki

Sabit kesit alanı A içinden geçen sabit sıvı akış hızı u , Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Bir sınır boyunca sıvı akışı

Sıvının hareket mesafesi t zamanında $u.t$ dir ve hareket eden sıvının hacmi $u.t.A$ dır.

$$v = u.t.A$$

$$\dot{v} = \frac{v}{t}$$

$$\dot{v} = u \cdot A \quad (5.1)$$

u m/s, A m² biriminde olduğunda \dot{v} m³/s birimindedir.

Örnek 5.1

Su 10mm çapındaki hortumun içinden akmaktadır. Su akış debisini ölçmek için 2,5 litrelik bir tanka 4 d 25 saniyede dolduruyor. Hacimsel debiyi ve hortumdaki ortalama su akış hızını hesaplayınız.

Cözüm:

$$\dot{v} = \frac{v}{t} = \frac{25 \cdot 10^{-3}}{4.60 + 24} (\text{m}^3 / \text{s}) = 0,0947 \text{ L} / \text{s}$$

$$u = \frac{\dot{v}}{A} = \frac{0,0947 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 1,21 \text{ m} / \text{s}$$

5.4 KÜTLESEL DEBİ (\dot{m})

Kütleli debi, herhangi bir sınırdaki birim zamanda geçen kütle miktarıdır. Örnek olarak;

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt}$$

Yine \dot{m} üzerindeki nokta birim zamanı gösterir. Kararlı akış aynı zamanda belli bir kesitten veya sınır yüzeyden geçen \dot{m} miktarını ifade eder. Böylece;

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (\text{kararlı akış})$$

Kütleli Debi ve Hız Arasındaki İlişki

Yoğunluk, birim hacmindeki kütle olduğundan;

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \text{ve} \quad \dot{m} = \rho \cdot \dot{v}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{v} \quad (5.2)$$

kütleli debi yoğunlukla hacimsel debinin çarpımıdır.

ρ kg/m³, \dot{v} m³/s biriminde olması durumunda \dot{m} kg/s olur.

5.1. eşitliğinden $\dot{v} = u \cdot A$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot u \quad (5.3)$$

Not: “boşaltma=tahliye” terimi hem kütleli debiyi hem de hacimsel debiyi ifade için kullanılır, birimler bu terimi açıklayabilir. Örnek olarak 50 L/s boşaltmanın anlamı akış debisi olarak 50L/s, 5kg/s boşaltmanın anlamı kütleli debi olarak 5kg/s dir.

Örnek 5.2

Çapı 200mm olan boruda yoğunluğu 0,9 olan yağ 5,6 m/s debi ile akmaktadır. Hacimsel ve kütleli debiyi hesaplayınız.

Çözüm:

$$\dot{v} = u \cdot A$$

$$= 5,6 \cdot \pi \cdot 0,2^2 / 4 = 0,176 \text{ m}^3/\text{s}$$

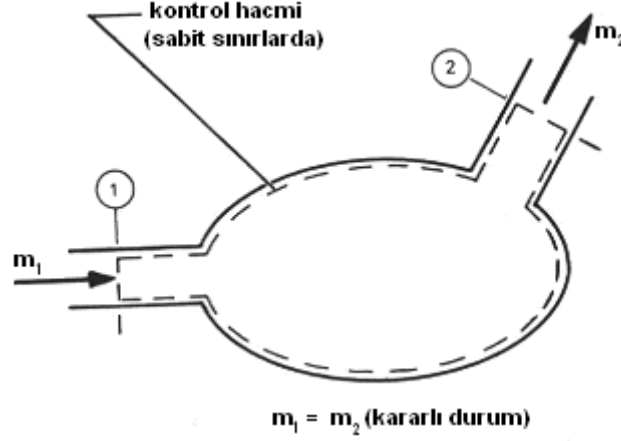
$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{v}$$

$$= 0,9 \cdot 10^3 \times 0,176$$

$$= 158 \text{ kg/s}$$

5.5 AKIŞ SÜREKLİLİĞİ

Kararlı akış durumlarında kütle yaratılmayacağı ve yok edilemeyeceği için belli bir kontrol hacmine giren ile kontrol hacminden çıkan kütleli debi eşittir. Bu durum akışkanın gaz veya sıvı olmasına bağlı olmaksızın tüm akışkanlar için geçerlidir.



Şekil 5.4 Akış sürekliliği

Matematiksel olarak “süreklilik eşitliği” üç farklı biçimde açıklanabilir:

$$\dot{m} = c$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{genel}) \quad (5.4)$$

$$u_1 \cdot A_1 \cdot \rho_1 = u_2 \cdot A_2 \cdot \rho_2$$

burada 1 ve 2 indisleri akışın olduğu sınırların giriş ve çıkışını gösterir.

Sıvılar için, yoğunluk değişimi ihmal edilebilir. Gazlarda, şayet basınç ve sıcaklık değişimi çok küçükse, yoğunluk değişimi yoğunlukla ihmal edilebilir. Bu şartlar altında süreklilik şu hale gelir.

$$\dot{v} = c$$

$$\dot{v}_1 = \dot{v}_2 \quad (\text{yoğunluk değişimi ihmal ediliyor}) \quad (5.5)$$

$$u_1 \cdot A_1 = u_2 \cdot A_2$$

Bu süreklilik denklemi kararlı akış problemlerinde çok kullanışlı bir araçtır.

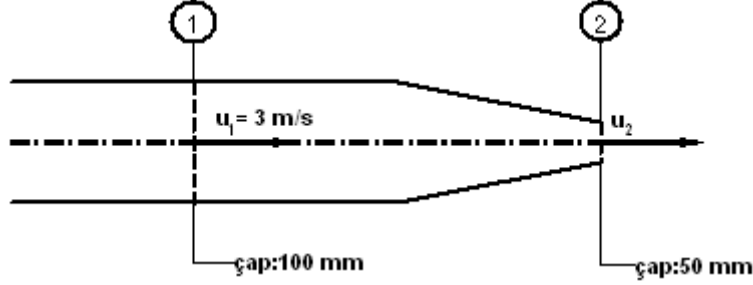
Örnek 5.3

100 mm çaplı bir borudan 3 m/s hızda akan sıvı çapı 50 mm olan memeye girmektedir. Memeden ayrılan suyun hızını bulunuz.

$$u_1 \cdot A_1 = u_2 \cdot A_2 \quad u_2 = u_1 \cdot \frac{A_1}{A_2} = 3 \cdot \left[\frac{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}}{\frac{\pi \cdot 0,05^2}{4}} \right] = 12 \text{ m/s}$$

Burada hız değişiminin çapların oranının karesiyle doğru orantılı olduğunu görmekteyiz (alt ve üstteki $\pi/4$ 'ler sadeleşir.). Bu durumda çap oranı $100/50 = 2$ ve oranın karesi 4'tür. Böylelikle;

$$u_2 = 4 \cdot u_1 = 12 \text{ m/s}$$



Şekil 5.5

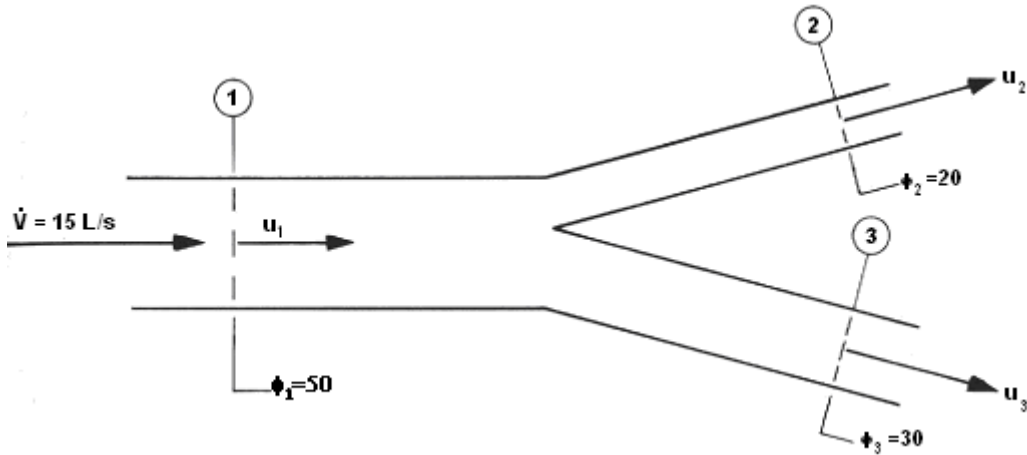
5.6 SÜREKLİLİK EŞİTLİĞİNİN KOL AYRILMALARINA UYGULANMASI

Süreklilik denklemi herhangi bir kontrol hacmine, ayrılan kol sayısına veya girişte çıkışta olmasına bağlı kalmaksızın uygulanıyorsa kararlı akış durumu için kütleli debilerin toplamı, çıkan kütleli debilerin toplamına eşittir. Yoğunluklar ihmal edildiğinde girişteki hacimsel debilerin toplamı, çıkan hacimsel debilerin toplamına eşittir.

Örnek 5.4

Şekil 5.6'da gösterilen boru kolları için, su boruya 15 L/s debide girmektedir. Her iki koldaki hızın eşit olmasına göre aşağıdakileri belirleyiniz.

- Borudaki hızı
- Her bir koldaki hızı
- Her koldaki hacimsel debi



Şekil 5.6

Cözüm:

Akışkan bir sıvı olduğundan 5.5 eşitliği kullanılabilir;

$$a) \dot{v} = u_1 \cdot A_1$$

$$15 \cdot 10^{-3} = u_1 \cdot \pi \cdot \frac{0,05^2}{4} \Rightarrow u_1 = 7,64 \text{ m/s}$$

b) 5.5. süreklilik eşitliğinden;

$$u_1 \cdot A_1 = u_2 \cdot A_2 + u_3 \cdot A_3$$

Fakat $u_2 = u_3 = u$ kabul edildiğinden;

$$u_1 \cdot A_1 = u(A_2 + A_3) \Rightarrow u = \frac{u_1 \cdot A_1}{A_2 + A_3} = \frac{7,64 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,05^2}{\frac{\pi}{4}(0,02^2 + 0,03^2)} = \frac{7,64 \cdot 0,05^2}{0,02^2 + 0,03^2} = 14,7 \text{ m/s}$$

$$u_2 = u_3 = 14,7 \text{ m/s}$$

c) 2 kolundaki hacimsel debi;

$$\dot{v}_2 = u_2 \cdot A_2 = \pi \cdot 0,02^2 / 4 \cdot 14,7 \text{ (m}^3/\text{s)} = 4,62 \text{ L/s}$$

3 kolundaki hacimsel debi;

$$\dot{v}_3 = u_3 \cdot A_3 = \pi \cdot 0,03^2 \cdot 14,7 \text{ (m}^3/\text{s)} = 10,39 \text{ L/s}$$

Sağlama; $\dot{v}_1 = \dot{v}_2 + \dot{v}_3$

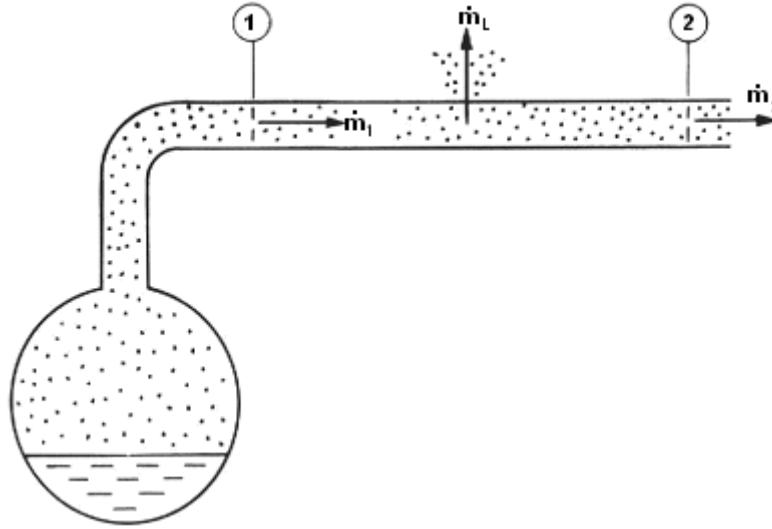
$$15 = 4,62 + 10,39 \text{ uygundur.}$$

Örnek 5.5

Bir buhar jeneratöründe 12600 kg/h buhar üretilmektedir. *Buhar 250mm çaplı borudan bazı bağlantılardaki kaçaklarla birlikte akmaktadır.* Borunun sonunda buharın özgül hacmi 0,365 m³/kg ve hızı 25m/s olmaktadır. Toplam üretilen buhara göre kaçakların yüzdesini hesaplayınız.

Cözüm:

Şekil 5.7'de buhar kaçakları \dot{m}_L ile ifade edilmektedir.



Şekil 5.7

Akışkan bir sıvı olmadığından yoğunluğu ihmal edemeyeceğimiz için ve süreklilik denkleminin genel formunu kullanmalıyız (eşitlik 5.4).

$$\dot{m}_1 = 12600 \text{ kg/h} = \frac{12600}{3600} = 3,5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot u_2 \quad \text{fakat} \quad \rho = \frac{1}{v} \quad (v: \text{öztül hacim})$$

$$\dot{m}_2 = \frac{1}{0,365} \cdot \pi \cdot \frac{0,25^2}{4} \cdot 25 = 3,362 \text{ kg/s}$$

Süreklilik eşitliğinden;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_L + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_L = 3,5 - 3,362 = 0,138 \text{ kg/s}$$

$$\text{Kayıp Yüzdesi} = \frac{496}{12600} \times 100 = \%3,94$$

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

Bu problemlerde kararlı akış durumu kabul edilmiştir.

5.1 Bir su borusu 50m^3 kapasitedeki tanka bağlanmıştır. Şayet tankın 1 saatte dolması istenirse buna göre 5 m/s 'yi geçmeyecek şekilde hız seçerek birim çapını hesaplayınız.

59,5 mm

5.2 Çapı 45 mm olan boru içinde su 5m/s hızla akmakta iken redüksiyonla bu çap 30 mm'ye düşmektedir. Redüksiyondaki akış hızını belirleyiniz.

11,25 m/s

5.3 Bağlı yoğunluğu 0,92 olan yağın 50 mm çaplı borudan 6 m/s akması durumunda boşaltma miktarını L/s ve kg/s olarak hesaplayınız.

10,8 kg/s ; 11,8 L/s

5.4 Bir deniz suyu pompa istasyonunda 15,6 ton/h su pompalanmaktadır(BY=1,03). Pompa girişindeki hızın 3m/s'yi aşmaması ve boru çıkışında 5m/s'yi aşmaması istenirse uygun boru giriş ve çıkış çaplarını hesaplayınız.

42,3mm ; 32,7mm

5.5 Bir püskürtücü başlığı, çapı 1mm olan çok sayıdaki deliklerden oluşmaktadır. Şayet püskürtücü debisi 1,5 L/s ve hızı 30m/s ise gerekli delik sayısını hesaplayınız.

64

5.6 Bir borudan 8 ton/h yağ (BY=0,9) 50mm borudan 2,3m çaplı silindirik depolama tankına basılmaktadır. Aşağıdakileri hesaplayınız.

- 50 mm borudaki hız
- Saatte depodaki suyun yükselme seviyesi
- 5 m yükseklikteki tankın dolma süresi

a) 1,26 m/s ; b) 2,14 m/h ; c) 2,34 h

5.7 80 mm çaplı bir boru bir branşmanla eşit çaplı iki kola bağlanmıştır. Hızların eşit kalması istenirse, her bir kolda gereken çapı hesaplayınız.

56,6 mm

5.8 İç Çapı 25 mm olan 30 adet bakır borudan oluşan tel geçişli bir ısı değiştirici giriş ve çıkış borularına paralel bağlanmıştır. Bağlı yoğunluğu 0,85 olan yağ ısı değiştirici boyunca hem iniş-çıkış hem de küçük borulardan 3 m/s akması istenirse; aşağıdakileri hesaplayınız.

- Hacimsel debi
- Kütlesel debi
- Giriş-çıkış borusunun iç çapı

a) 44,2 L/s ; b) 37,6 kg/s ; c) 137 mm

5.9 Özgül hacmi 0,865 m³/kg hava 8 m/s hız ile 300 mm çaplı bir borudan akmaktadır. 150 mm'lik bir bağlantı kolunda 6 m/s hızda akacak şekilde bağlanmaktadır. Aşağıdakileri hesaplayınız (Havanın yoğunluğu sabit kabul edilecektir).

- Hacimsel debi
- Kütlesel debi
- 150 mm'lik koldaki hızı

a) 0,566 m³/s ; b) 0,654 kg/s ; c) 8 m/s

5.10 300 mm çaplı bir boru içinden 5 m/s hızda su akmaktadır. Bu borudan 100 mm'lik bir boru çıkışı olmakta ve hızı 8 m/s olmaktadır.

- Hacimsel debiyi
- Kütlesel debiyi
- 330 mm'lik borudaki akış hızını hesaplayınız.

a) 0,353 m³/s ; b) 353 kg/s ; c) 4,11 m/s

5.11 Özgül hacmi $0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$ olan hava, 200 mm çaplı bir borudan 10 m/s hızda akmaktadır. Bu boru bir redüksiyonla 150 mm çapa düşürülmektedir. Havanın özgül hacmi redüksiyon kısmında $1,25 \text{ m}^3/\text{kg}$ olmaktadır.

- a) Kütleli debiyi
- b) Redüksiyonda önce ve sonraki hacimsel debiyi
- c) Redüksiyon kısmındaki hızı hesaplayınız.

a) $0,37 \text{ kg/s}$; b) $0,314 \text{ m}^3/\text{s}$; $0,462 \text{ m}^3/\text{s}$; c) $26,1 \text{ m/s}$

5.12 Büyük bir içten yanmalı motor 2 kg/s hava ve bağıl yoğunluğu $0,85$ olan yakıttan $8,8 \text{ L/s}$ 'lik artmaktadır. Egzoz borusunun çapı 400 mm ve egzoz gazının yoğunluğu $0,4 \text{ kg/m}^3$ 'tür. Egzoz gazının hızını hesaplayınız.

$42,3 \text{ m/s}$

AKAN SIVILARDAN OLUŞAN KUVVETLER

Sıvı akışının sonucu kuvvetin oluştuğu çok bilinen bir gözlemdir. Örnek olarak, bizler bir yoldaki molozun su etkisiyle temizlerken bu etkiden yararlanmaktayız. Bu etki endüstride yüksek hızlı sıvılar kullanılarak temizleme ve kabuk giderme amacıyla kullanılmaktadır. Gerçekte, sıvı basıncı yeterince yüksek olursa, oluşumlar kuvvet kurmaz, kereste ve kayaları kesebilecek kadar büyük olabilir.

Bütün bunlar sıvının serbest püskürtülmesi (jet) ile güç üretilen örneklerdir. Bu sıvının atmosfer basıncında yüksek hızda gönderilmesi olarak söylenebilir.

Burada güç oluşturulmaktadır. Çünkü sıvı hızı gün değişimine, bu yön değişimi de gücün ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu bölüm, çeşitli durumlardaki bu kuvvetin hesaplanmasına tahsis edilmiştir.

Diğer taraftan, kapalı bir ortamdaki (örnek bir boru içindeki) sıvının akışı tamamen farklı kuvvetler oluşturur. Bu ilave kuvvet borunun kontrol hacmi hız değişimine neden olmaz ancak basınç değişimi oluşturur. $F = p.A$ olduğundan herhangi bir basınç değişimi ilave bir kuvvet olarak sonuçlanacaktır. Böylece, düzgün borudaki sıvı akışı, boru boyunca basınç değişimi varsa kuvvet oluşturacaktır, sıvı hızında, yönünde ve şiddetinde değişme olmasa bile.

Bu şekilde kapalı bir sıvı akışı durumunda kuvvet hesapları basınçta değişme olduğu gibi hızın yönüne ve şiddetine bağlı olarak oldukça karmaşıktır.

Sıvı olması durumunda, sıvının ağırlığının da hesaba katılması dahi gereklidir.

Bu bölümde ilk olarak serbest sıvı akışındaki hız değişimlerinin oluşturduğu kuvvetler dikkate alınacak, kapalı sıvıların daha karmaşık durumlardan sadece birkaç örnek verilecektir.

6.1 İMPULS-MOMENTUM EŞİTLİĞİ

Atmosferik basınçta serbest sıvı seti, onun hızının şiddetinde ve yönünde değişmelere neden olmakta bir kuvvet oluşturulmaktadır. Bu kuvvete neden olan etki ilk olarak Newton tarafından tespit edildiğinden onun ismiyle anılmış ki o kuvvet bir cisim hızın değişmesiyle değişir. Matematiksel olarak Newton eşitliği;

$$F = m.a$$

$$a = \frac{u_2 - u_1}{t} \text{ olduğundan;}$$

$$F = \frac{m(u_2 - u_1)}{t} = \frac{m}{t}(u_2 - u_1) \quad \frac{m}{t} \text{ kütleli debi olduğundan böylece;}$$

$$F = m(u_2 - u_1) \quad (6.1)$$

Burada; $F = \text{kuvvet (N)}$

\dot{m} = sıvının kütleli debisi (kg/s)

u_2 = son hız (m/s)

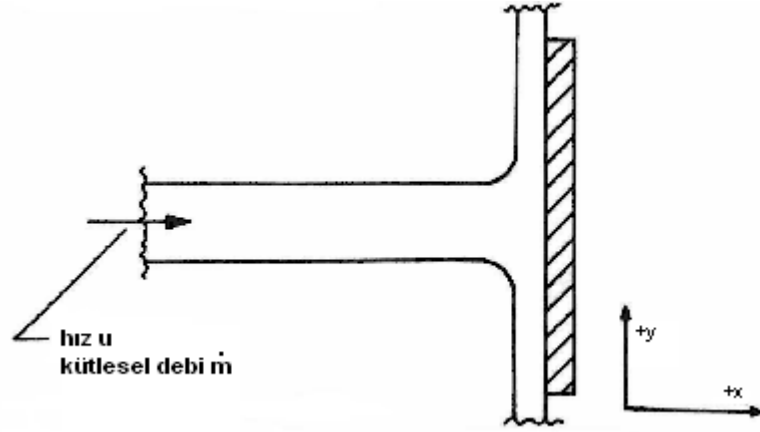
u_1 = başlangıç hızı (m/s)

Notlar:

1. 6.1.'deki denklemin sadece verilen yönde uygulanması çok önemlidir. Bu eşitliği kullanırken buna dikkat edilmelidir.
2. 6.1.'de verilen kuvvet, sıvıdaki kuvvettir. Sıvı nesnesi üzerindeki kuvvet eşit şiddette karşı yönde bir tepki oluşturur.

6.2 DÜZ DİKEY BİR LEVHADA SET DARBESİ

Bu durum Şekil 6.1'de gösterilmektedir.



Şekil 6.1 Dikey düz bir levhada set darbesi

Pozitif x ve y yönleri geleneksel olarak gösterilmektedir.

$$F = \dot{m}(u_2 - u_1) \quad (6.1)$$

x yönünde: $u_1 = u$, $u_2=0$ sıvı darbeden sonra y yönünde hareket ettiğinden x yönünde kuvvet yoktur. Y yönünde $u_1=0$ ve ayrıca $u_2=0$ olur. Çünkü sıvı darbesinden sonra sıvı pozitif ve negatif y yönünde ikiye ayrılarak sadeleşir. Böylece y yönündeki kuvveti sıfır olarak kabul edebiliriz.

Örnek 6.1

Su bir memeden (lüle) 5 kg/s'de püskürtülmektedir. 25 mm çapında su seti dikey bir dubaya çarpmaktadır. Levhaya gelen kuvvetin yönünü ve şiddetini hesaplayınız.

Cözüm:

Şekil 6.1'den

$$\dot{m} = 5 \text{ kg/s}$$

$$u = \frac{5 \times 10^{-3}}{\pi \times \frac{0,025^2}{4}} = 10,19 \text{ m/s}$$

$$\text{a) } x \text{ yönünde } u_1 = 10,19 \text{ m/s ; } u_2 = 0$$

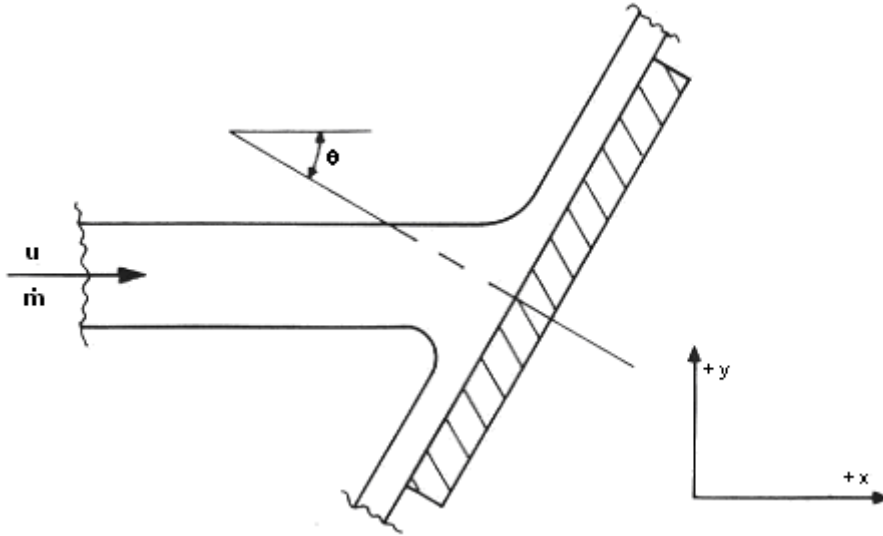
$$F = 5(0 - 10,19) = -50,9 \text{ N}$$

Negatif işareti akışkan kuvvetin yönünün negatif olduğunu gösterir. Böylece levhaya gelen kuvvet sağa doğru olduğundan pozitifdir. Böylelikle levhaya gelen kuvvet = +50,9 N

b) y yönünde; kuvvet sıfırdır(6.2.kısımına bakınız).

6.3 EĞİK DÜZ PLAKADA SET DARBESİ

Bu durum Şekil 6.2'de gösterilmiştir:

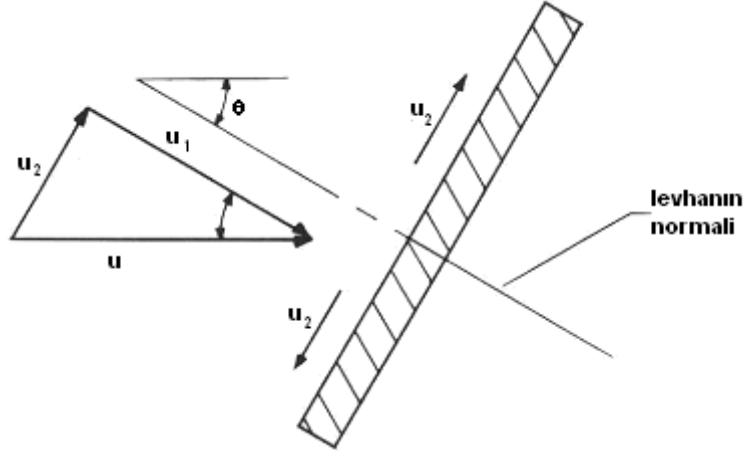


Şekil 6.2 Eğik bir düz levhada set darbesi

Buradaki durum oldukça karmaşıktır. Çünkü levha üzerindeki sıvı darbesi eşit olarak ayrılmamaktadır. Levhanın eğiminden sıvının büyük bir bölümünün yukarıya az bir bölümünün aşağıya gideceği açıktır. Buna rağmen, ortaya çıkan kuvvet levhaya paralel yönde olmadığından, sadece kuvvet levhanın dikey normali yönünde oluşur.

Şayet levhanın eksenleri set hızıyla belli bir açı yapıyorsa, darbeden önceki ve sonraki hız normaleri Şekil 6.3'de gösterilmiştir.

Açıkça $u_1 = u \cdot \cos\theta$; u_2 levhaya paralel (hem levhanın yukarısına, hem de aşağısına); böylece u_2 komponenti levha normaline göre sıfırdır.



Şekil 6.3 Levha normali üzerinde set hızının hızı

Örnek 6.2

Örnek 6.1'deki levhanın normaline set darbesine göre 30° açılı olsaydı;

- Levhanın normaline yönündeki kuvvet
- Levhanın x ve y yönündeki kuvvetleri hesaplayınız.

Cözüm:

Örnek 6.1'den;

$$\dot{m} = 5 \text{ kg/s} ; u = 10,19 \text{ m/s}$$

a) Normal yönünde;

$$u_1 = u \cdot \cos\theta = 10,19 \cdot \cos 30 = 8,825 \text{ m/s}$$

$$u_2 = 0$$

Böylece;

$$F = \dot{m} (u_2 - u_1)$$

$$= 5 (0 - 8,825)$$

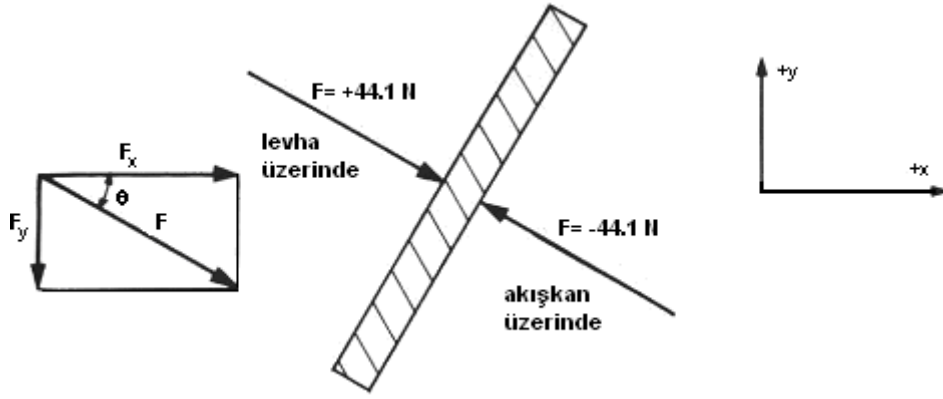
$$= -44,1 \text{ N}$$

Negatif işareti sıvı üzerindeki kuvveti gösterdiğinden levha üzerine gelen kuvvet = +44,1 N olur (Şekil 6.4'e bakın).

b) x ve y yönlerinde; levhanın x ve y yönündeki kuvveti bulmak için F kuvvetini bu yönlerdeki bileşenlerine ayırmak gerekir.

$$F_x = F \cdot \cos\theta = 44,1 \cdot \cos 30 = 38,2 \text{ N}$$

$$F_y = -F \cdot \sin\theta = -44,1 \cdot \sin 30 = -22,1 \text{ N}$$



Şekil 6.4

6.4 EĞİK YÜZEYLERDE SET DARBESİ

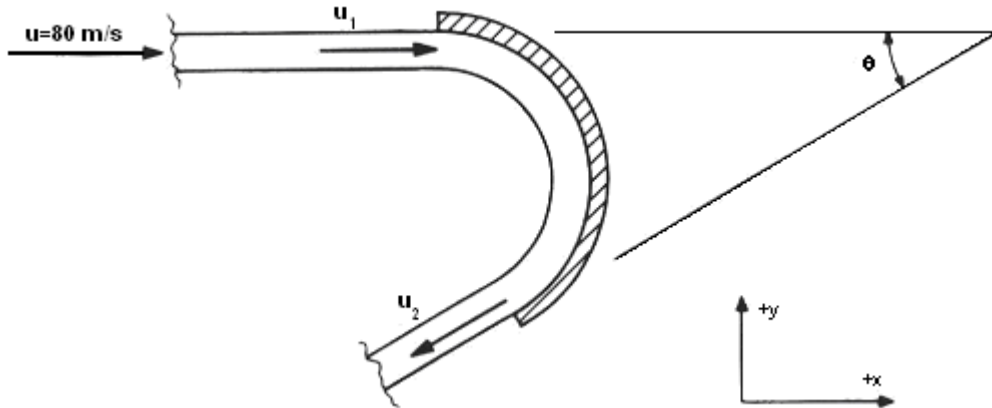
Bir eğik yüzey durumunda, 6.1 eşitliği kullanılarak kuvvet aynı yöntem takip edilerek hesaplanır. Bununla birlikte, darbeden önce ve sonra hız işaretlerini dikkatle seçmek gerekir. Yöntem Şekil 6.3'te gösterilmiştir.

Örnek 6.3

Bir buhar seti 35 mm çapındaki memeden 80 m/s hızda ve $2,3 \text{ m}^3/\text{kg}$ özgül hacimde püskürtülmektedir. Sabit türbin kanatlarına set darbesi Şekil 6.5'te gösterilmiştir. Kanatlara gelen kuvvetin yönünü ve şiddetini kayıpları ihmal ederek hesaplayınız.

Cözüm:

İlk olarak kütleli debi \dot{m} hesaplanır.



Şekil 6.5

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot u \quad (5.3.) \quad \text{ve} \quad v(\text{özüml hacim}) = \frac{1}{\rho} \quad (1.2.)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{1}{v} \cdot A \cdot u \\ &= \frac{1}{2.3} \cdot \pi \cdot \frac{0,035^2}{4} \cdot 80 \\ &= 0,0335 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

x yönünde:

$$u_1 = 80 \text{ m/s}$$

Sürtünmeyi ihmal ettiğimizden u_2 'nin şiddeti aynıdır. Buna rağmen, x yönündeki hız elemanı negatif işaret alır, böylece onu geriye doğru etkiler(sol tarafa).

$$\text{Böylece; } u_2 = -80 \cdot \cos 30^\circ = -69,3 \text{ m/s}$$

6.1. formülünden;

$$\begin{aligned} F &= \dot{m} (u_2 - u_1) \\ &= 0,035(-69,3 - 80) = -5 \text{ N} \end{aligned}$$

y yönünde:

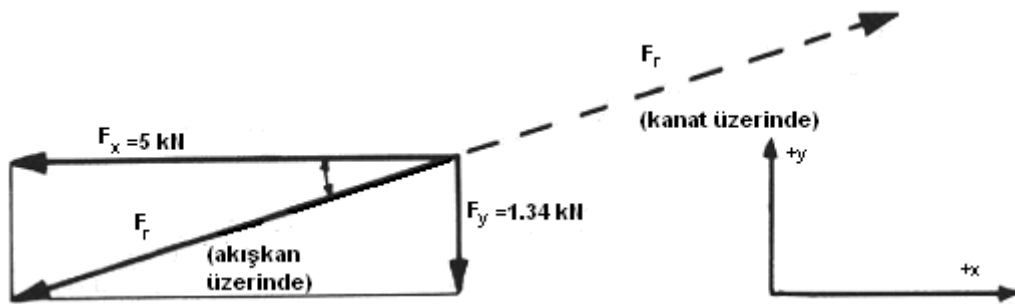
$$u_1 = 0 \text{ (dikey yönde)}$$

$$\begin{aligned} u_2 &= -80 \cdot \sin 30^\circ \text{ (yine negatiftir. Çünkü bu eleman geriye doğru etkilidir)} \\ &= -40 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$F = 0,0335 (-40 - 0) = -1,34 \text{ N}$$

Bileşke kuvvet;

Bu kuvvet sıvı üzerindeki x ve y yönündeki kuvvetlerden Şekil 6.6'daki gibi hesaplanır.



Şekil 6.6

θ açısı şöyle bulunur;

$$\tan \theta = 1,34/5$$

$$\theta = 15^\circ$$

$$\text{ve } \frac{F_x}{F_r} = \cos \theta \quad F_r = \frac{F_x}{\cos \theta} = \frac{5}{\cos 15} = 5,18 \text{ N}$$

Böylece kanatlara gelen kuvvet 5,18 N şiddetindedir ve sağ yukarı doğru yatayla 15^0 açı ile etki eder.

6.5 HAREKETLİ KANAT

Kanatlar set yönünde hareket ettiğinde, bu yöntem biraz değişerek aynen uygulanır. u_2 ve u_1 bağıl kanat hızları hesaplanır ve bağıl akış debisini kullanmak gerekir.

Şayet kanatlar sete doğru ise kütesel debiler ve hızlar ilave edilerek bulunabilir, şayet kanatlar setten uzaklaşıyorsa çıkartma yapmak gerekir. Bu yöntem Örnek 6.4'te gösterilmiştir.

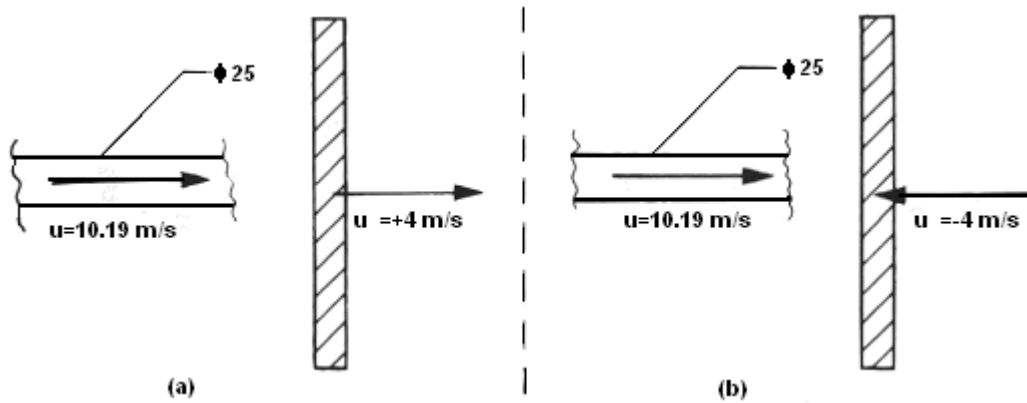
Örnek 6.4

Örnek 6.1'de verilen levha için levhaya gelen kuvveti şu durumlar için hesaplayınız:

- Levha setten 4 m/s uzaklaşmakta
- Levha sete doğru 4 m/s yaklaşmaktadır.

Çözüm:

Örnek 6.1'den yararlanarak $u = 10,19$ m/s hesaplanır. Şekil 6.7'den levhanın hızını u_3 olarak yerine konur.



Şekil 6.7

Bize sadece x yönündeki kuvvet gerekli olduğundan y yönündeki kuvvetler her iki durumda sıfır alınır.

$$a) \quad u_1(\text{bağıl}) = u - u_3 = 10,19 - 4 = 6,19 \text{ m/s}$$

$$m(\text{bağıl}) = \rho \cdot A \cdot u_1 = 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{0,025^2}{4} \cdot 6,19 = 3,04 \text{ kg/s}$$

$$u_2(\text{bağıl}) = 0$$

$$F \text{ (x yönünde)} = \dot{m} (u_2 - u_1)$$

$$= 3,04 (0 - 6,19)$$

$$= -18,8 \text{ N (sıvı üzerinde)}$$

Levha üzerindeki kuvvet 18,8 N sağ yöne doğrudur.

$$b) u_1(\text{bağlı}) = u + u_3 = 10,19 + 4 = 14,19 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}(\text{bağlı}) = \rho \cdot A \cdot u_1 = 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{0,025^2}{4} \cdot 14,19 = 6,97 \text{ kg/s}$$

$$u_2(\text{bağlı}) = 0$$

$$F \text{ (x yönünde)} = \dot{m} (u_2 - u_1)$$

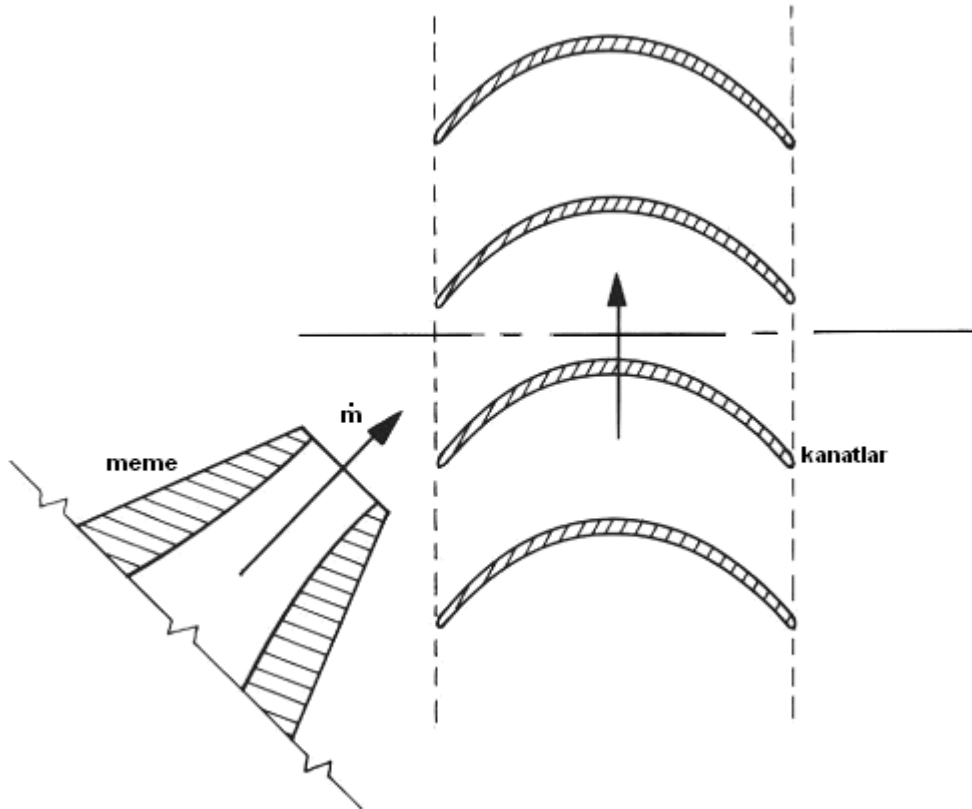
$$= 6,97 (0 - 14,19)$$

$$= -98,8 \text{ N (sıvı üzerinde)}$$

Levha üzerindeki kuvvet 98,8 N sağ yöne doğrudur.

6.6 SERİ HALDEKİ HAREKETLİ KANATLAR

Bu durum Şekil 6.8’de gösterilmiştir. Bu sistem “*impuls=etkili türbin*” olarak bilinir. Bir tekerlek üzerine çok sayıda eğik kanatlar yerleştirilerek su kullanılırsa, türbin pelton çarkı olarak bilinir.

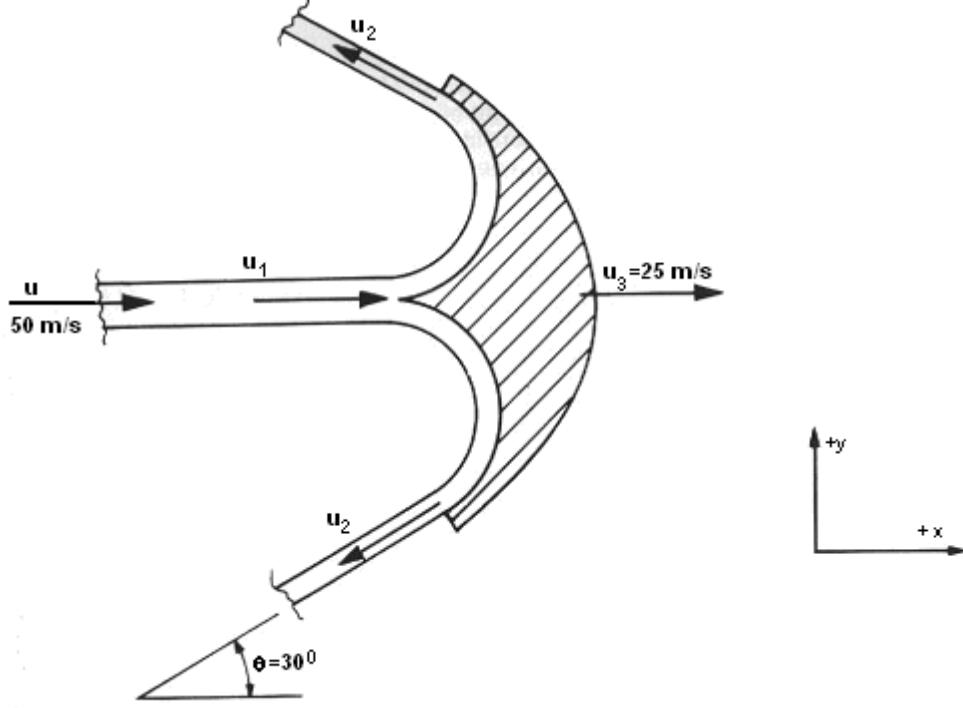


Şekil 6.8 Etkili türbin

Türbin kuvvet ve güç hesaplamaları bağlı kütleli debi yerine memeden çıkan akışkanın mutlak kütleli debi kullanılması dışında tamamen aynıdır. Buna rağmen bağlı hız yine kullanılır. Bu yöntem Örnek 6.5’te gösterilmiştir.

Örnek 6.5

Bir Pelton Çarkı memesi 35 mm çapında ve 50m/s hızında su seti oluşturmaktadır. Kanat biçimleri Şekil 6.9'daki gibi 25 m/s hızla hareket etmektedir. Sürtünmenin kanatlar üzerindeki akış hızını %5 azalttığını kabul edelim.



Şekil 6.9

Cözüm:

İlk olarak kütleli debiyi (mutlak) hesaplayalım.

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot u = 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{0,035^2}{4} \cdot 50 = 48,1 \text{ kg / s}$$

Kanatlar sadece x yönündeki kuvvetleri hesaplamamız için tasarlanmıştır. y yönündeki kanatlar sıfırdır. x yönündeki bağıl hız;

$$u_1 = u - u_3 = 50 - 25 = 25 \text{ m/s}$$

$u_2 = -0,95u_1 \cdot \cos 30^\circ$ (burada 0,95 ile çarpıyoruz. Çünkü kanatlar üzerinde %5 hız kaybı vardır ve kanatlar geriye doğru eğik olduğundan işareti negatiftir.)

$$u_2 = -0,95 \cdot 25 \cdot \cos 30^\circ = -20,57 \text{ m/s}$$

x yönündeki kuvvet (sıvı üzerindeki);

$$F = \dot{m} (u_2 - u_1) = 48,1(-20,57 - 25) \text{ N} \\ = -2,192 \text{ kN}$$

Böylelikle kanatlar üzerindeki kuvvet 2,192 kN'dur. Güç = kuvvet . hız olduğundan;

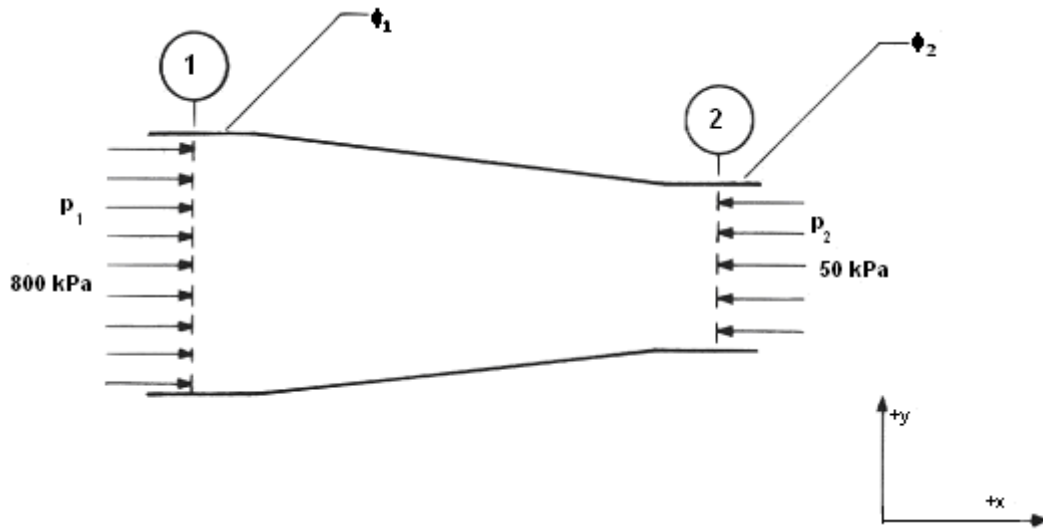
$$P = F \cdot u_3 = 2,192.25 = 54,8 \text{ kw'tır.}$$

6.7 KAPALI SIVILAR

Sıvının giriş ve çıkışının her ikisi de kapalı olduğundan, sıvı elemanı üzerindeki basıncı kapsayan kuvvet kaçınılmazdır. Kapalı sıvının ağırlığı önemli ise, bu hesap içine dahil edilmelidir. Sıvının ağırlığı sadece y yönündeki kuvveti etkiler. Sıvı ağırlığının hesaba alınmadığı durumlarda, sonra hesaplanan y kuvveti ağırlığa benzer veya karşı yönde olmasına göre sıvı ağırlığı eklenir veya çıkartılır.

Örnek 6.6

Şekil 6.10'da gösterilen meme, 30 L/s suyu boşaltmaktadır. Meme girişindeki basınç 800 kPa ise, meme çıkışındaki basınç 50 kPa olması durumunda memedeki kuvveti hesaplayınız.



Şekil 6.10

Cözüm:

Bize sadece x yönündeki kuvvet gereklidir. Çünkü y yönündeki sıvı ağırlığını ihmal ediyoruz.

x yönünde sıvı üzerinde aktif olan kuvvetler;

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 + F$$

(6.1) bağıntısından;

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 + F = \dot{m} (u_2 - u_1)$$

$$A_1 = \pi \cdot \frac{0,045^2}{4} = 1,59 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad ; \quad A_2 = \pi \cdot \frac{0,03^2}{4} = 0,707 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$u_1 = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{1,59 \cdot 10^{-3}} = 18,9 \text{ m/s} \quad ; \quad u_2 = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{0,707 \cdot 10^{-3}} = 42,4 \text{ m/s}$$

Yerine konulursa;

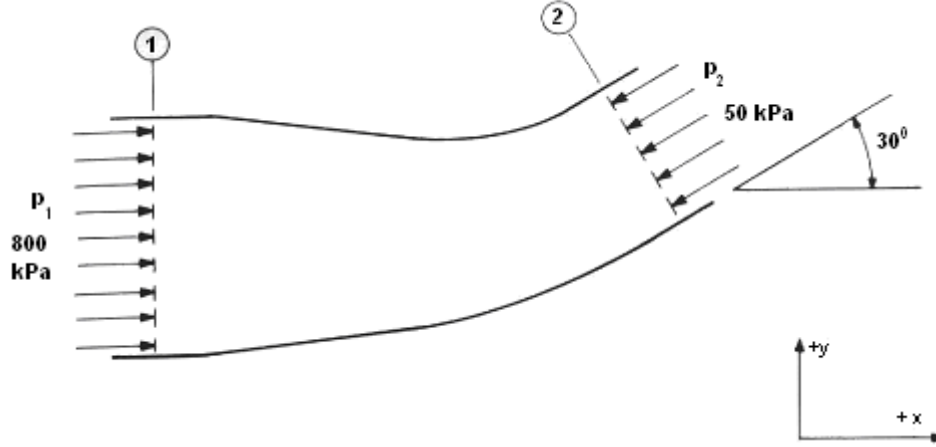
$$800 \cdot 10^3 \times 1,59 \cdot 10^{-3} - 50 \cdot 10^3 \times 0,707 \cdot 10^{-3} + F = 30(42,4 - 18,9)$$

$F = -532 \text{ N}$ (akış üzerinde)

veya $F = +532 \text{ N}$ (meme üzerinde) böylece etki bizim beklediğimiz gibi sağa doğrudur.

Örnek 6.7

Örnek 6.6'daki problemi boru yukarıya doğru 30° eğilmiş durumda x ve y yönündeki kuvvetleri hesaplayınız.



Şekil 6.11

Cözüm:

x yönündeki (6.1.) şu şekilde gelir;

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 \cdot \cos 30^\circ + F = \dot{m} (u_2 \cdot \cos 30^\circ - u_1)$$

yerine konulursa;

$$800 \times 1,59 - 50 \times 0,707 \times \cos 30^\circ + F = 30(42,4 \cdot \cos 30^\circ - 18,9)$$

$$F = -707 \text{ N (sıvı üzerinde)}$$

$$F = +707 \text{ N (meme üzerinde) sağa doğru.}$$

6.1. denklemi y yönünde;

$$0 - p_2 \cdot A_2 \cdot \sin 30^\circ + F = \dot{m} (u_2 \cdot \sin 30^\circ - 0)$$

yerine konulursa;

$$-50 \times 0,707 \times \sin 30^\circ + F = 30(42,4 \cdot \sin 30^\circ)$$

$$F = +654 \text{ N (sıvı üzerinde)}$$

$$F = -654 \text{ N (meme üzerinde) aşağı doğru.}$$

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

Bütün bu problemlerde setin yatay olarak ve aksi bir durum olmadıkça x yönünde sağa doğru hareket ettiği kabul edilecektir.

6.1 Su bir memeden 8 kg/s debide akmaktadır. Su seti 30 mm çapında ve darbe dikey duvara doğrudur. Duvar üzerine yatay yönde gelen kuvvetleri hesaplayınız.

90,5 N

6.2 20 mm çapında bir su seti dikey olarak 25 m/s hızla yukarıya doğru püskürtülürken yarım küre şeklinde kaba darbe yapmaktadır. (Su 180^0 olarak yansımaktadır.) Sürtünme ihmal edilerek, kaba gelen kuvveti hesaplayınız.

393 N

6.3 Problem 6.2’de kaptan ayrılan sudaki hız kaybı %10 kabul edilirse kaba gelen kuvvet ne olurdu?

373 N

6.4 Kesiti 50mmx10mm olan bir su setini dikey olarak 90^0 açılı bir sabit eğimli kanat yönlendiriyor. Su hızı 20m/s olarak sabit kabul ediliyor. Kanata gelen yatay kuvveti ve kanata gelen bileşke kuvvetin şiddetini ve yönünün hesaplayınız.

200 N ; 283 N ; 45^0 alt tarafa

6.5 50 mm çapındaki bir yağ seti 30 m/s hızla düzeye göre 30^0 saat ibresi yönünde düz eğik levhaya darbe yapmaktadır. Şayet yağın bağıl yoğunluğu 0,92 ise;

a) Levhaya gelen normal kuvveti

b) Levha üzerindeki paralel ve sete dik yönden gelen kuvvetleri hesaplayınız.

a) 1,41 kN ; b) 1,22 kN ; 704 N

6.6 80 mm çapındaki bir su seti 20m/s darbe ile aşağı doğru 120^0 açı saptıran eğimli bir kanata çarpmaktadır. Sürtünme ihmal edilirse;

a) Kanata gelen yatay kuvveti

b) Kanata gelen dikey kuvveti

c) Kanata gelen bileşke kuvveti (şiddet ve yönü) hesaplayınız.

a) 3,02 kN ; b) 1,74 kN ; 30^0 aşağı doğru

6.7 50 mm çapındaki su seti 18 m/s hızla ona dikey yönde yerleştirilmiş daire şeklindeki levhaya çarpmaktadır. Levhaya gelen kuvveti aşağıdaki durumlar için hesaplayınız.

a) Levha sabit

b) Levha setten 6 m/s hızla uzaklaşıyor

c) Levha sete 6 m/s hızla yaklaşıyor

a) 636 N ; b) 283 N ; c) 1,13 kN

6.8 Problem 6,5’teki levha 10 m/s hızla setten uzaklaşması durumunda;

a) Levhaya gelen normal kuvveti

b) Levhaya gelen gücü hesaplayınız.

a) 626 N ; b) 5,42 kW

6.9 50 mm çapındaki su seti 18 m/s hızla dikeyle saat ibresi yönünde 25^0 açı yapan bir eğik levhaya çarpmaktadır. Levhaya gelen normal kuvveti hesaplayınız. Şayet levha su setinden 4,5 m/s hızla uzaklaşsaydı, levhaya gelen normal kuvveti ve gücü hesaplayınız.

577 N ; 324 N ; 1,32 kW

6.10 Problem 6.6’yı seri haldeki kanatlardan oluşan ve 10 m/s küresel hızla dönen bir çark için; çarka gelen gücü hesaplayınız.

15,1 kw

6.11 Bir Pelton Türbinin kepçeleri 10 kg/s debide ve 60m/s hızdaki suyu 160° bir açı ile saptırmaktadır. Sürtünmeyi ihmal ederek tekerleğe gelen gücü, hızlar 0° dan 60m/s'ye 10m/s adımlarla (aralıklarla) hesaplayınız. Bu noktaları bir grafik üzerinde çizen ve en büyük gücün teker hızının, set hızının yarısı olduğunda oluştuğunu gösteriniz (Not: Bu daima geçerlidir).

0 ; 9,7kw ; 15,5kw ; 17,5kw ; 15,5kw ; 9,7kw ; 0

6.12 Bağlı yoğunluğu 0,92 olan bir yağ çapı 200 mm hızı 6m/s olan yatay bir boru boyunca akmaktadır. Boru girişindeki basınç 200 kPa ve çıkıştaki basınç 150 kPa'dır. Borudaki kuvveti hesaplayınız ve bunun akışkandan boruya nasıl iletildiğini bulunuz.

1,57 kN

6.13 Çapı 250 mm olan yatay bir boru dikey olarak bir büküme sahiptir. Su 10 m/s hızla boru içinden akmaktadır. Bükümün girişindeki basınç 50 kPa ve çıkıştaki 45 kPa'dır. Büküme gelen kuvveti hesaplayınız.

- Yatay yönde
- Dikey yönde
- Bileşke kuvveti (şiddet ve yönü)

a) 7,36 kN ; b) -7,12 kN ; c) 10,2 kN ve 44° açıda

6.14 Yatay bir memenin giriş çapı 50 mm, çıkış çapı 40 mm'dir. Meme girişteki basınç 550 kPa ve çıkıştaki basınç 50 kPa'dır. Çıkıştaki su hızı 40 m/s hızla akmakta iken memeye gelen itme kuvvetini hesaplayınız.

293 N

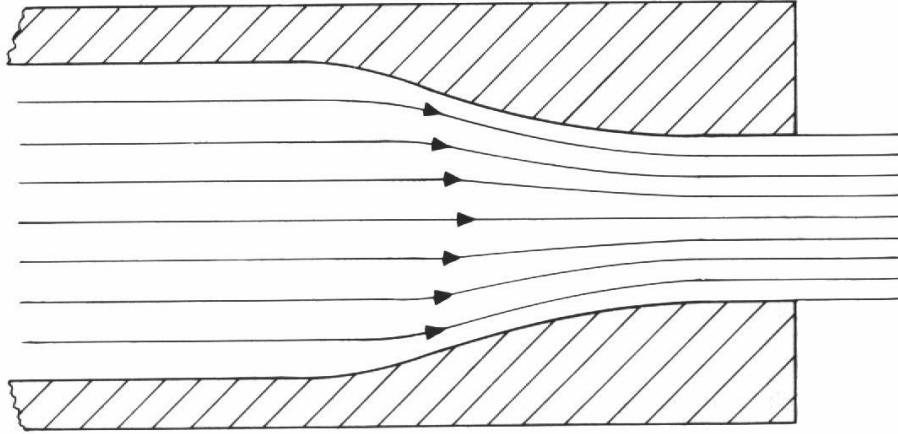
6.15 6.14'te verilen problemde meme dikey olarak 45° aşağıya bükülseydi, memeye gelen yatay, dikey ve bileşke kuvveti hesaplayınız.

901 N ; 1,47 kN ; 1,72 kN ve $58,4^\circ$ yukarı doğru

VİSKOZİTE VE AKIŞKAN AKIŞINA ETKİSİ

7.1 AKIM ÇİZGİLERİ

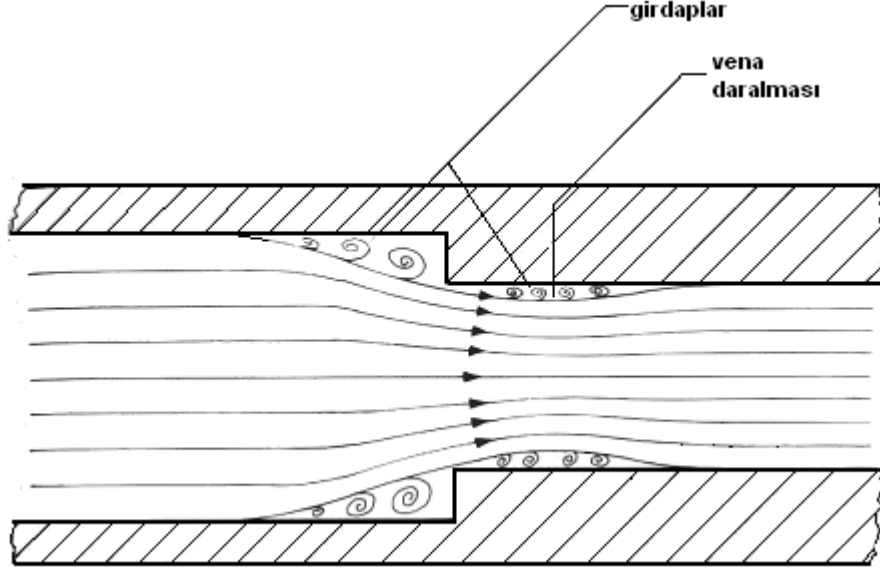
Akım çizgileri sıvı parçacıklarının hareket yönünü gösteren eğrilerdir. Örnek olarak sıvı parçacıklarının hızı teğetseldir. Akış kararlı ise, akım çizgileri bırakılan bir sigara dumanında veya (potasyum permanganat ile) sıvı akışının boyanması sonucu belli bir süre sabit kalır. Şekil 7.1’de tipik bir lüle çıkışında sıvı akışının akım çizgileri görülmektedir.



Şekil 7.1 Bir lülede sıvı akışının akım çizgileri

Akım çizgileri bir diğeri ile asla kesişmez ve akım çizgilerinin aralıkları akışkan hızını bir yansımasıdır; yakın akım çizgilerinde hız daha yüksektir. Böylece Şekil 7.1’de akım çizgileri girişe göre daha sık olduğundan lüle çıkışına doğru akış girişten daha hızlı hareket etmektedir.

Şekil 7.1’de gösterilen lüle daha iyi şekilde tasarlanmış olmasına karşın Şekil 7.2’deki kesit değişimi keskindir.



Şekil 7.2 Ani daralma durumunda akım çizgileri

Burada akışkanın ani kesit değişimini takip edemediğini (atalet nedeniyle) ve kesit değişimin girişinde ve çıkışında geriye doğru girdapların oluştuğunu görmekteyiz. Akış akımı daralmadan kısa bir mesafe sonra daralır ve bu minimum daralma noktası “*vena daralması*” olarak bilinir. Bu etki akış kayıplarına ve kavuklaşma başlangıcına neden olduğundan istenmez. Böylelikle bütün akış durumları için istenen bir genel kural belirleyebiliriz. Geniş girdaplar veya daralmalar olmaksızın akım çizgilerinin düzgün seri çizgiler olması için ani daralmalardan ve yön değişimlerinden kaçınmak gerekir.

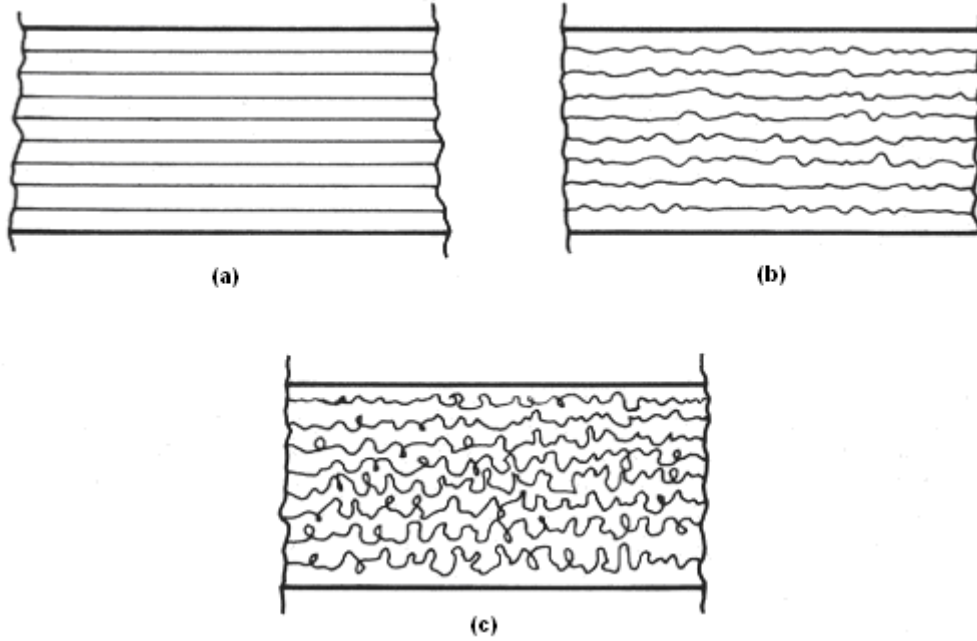
Maalesef birçok durumlardan boru bağlantılarında ve tesisatlarında bu kurala az dikkat edilmekte ve dikkatler daha çok ekonomik üretime yönelmektedir. Tesisatlar sıklıkla keskin dönüşlü, ani daralmalı veya ani genişlemeli ve vena ve bağıntılı elemanlarının içi yüzeyi parlak yüzey yerine tortulu olmaktadır. Bu durumun tesisatlarda basınç kayıplarına neden olacağı 11.bölümde detaylı olarak incelenecektir.

7.2 KATMANLI VE TEDİRGİN AKIŞ

Şekil 7.1’de görülen düzenli akım çizgileri “*laminar=katmanlı*” akış olarak bilinen bir akış tipini yansıtır (ayrıca akım akışı veya viskoz akış olarak da bilinir). Bu etki de sıvı katmanları birbiri üzerinden, tıpkı kartların en üstleri ve en alttaki sabitken ortadakinin parmakla çekilmesi gibi kayar. Akışkan katmanları birbirine karışmaz ve bağıl konumları aynı kalır.

Bununla birlikte birçok durumlarda, sigara dumanındaki veya boyanmış akışkandaki akım çizgileri Şekil 7.1’deki aksine bozulur ve karmaşık hale gelir. Duman veya boya bir akışkan akışında iç içe geçer ve karışır, akışkan tabakalar birbiri üzerinde halinde kaymaz. Fakat tabakalar arasındaki hareket daha çok veya daha az rasgele tarzdan oluşur. Sıvı parçacıkları aynı bağıl konumda değildirler fakat birbirleri arasındaki değişme konumları sabit olarak değişmektedir. Çok yaygın olmayan bu akış “*türbülanslı=tedirgin*” akış olarak bilinir. Tedirginlik (türbülans) doğal olarak sıvının kendi akışının sonucu veya akışkanın pompalanmasından veya hareket titreşimlerinden üretilmiş olabilir.

Birçok durumlarda akış rejimleri verilen akış durumlarında mevcut olabilir; tipik olarak akış başlangıçta katmanlı katmanlı olabilir ve akışın belli noktasından sonra tedirgin hale gelir, veya yapay bir etki tedirginlik akışın durumu bozabilir, fakat bu çok yaygın değildir. Bu durumlarda akışın katmanlıdan tedirgine, tedirginden katmanlıya dönüşümlerinin olduğu bir “geçiş” bölgesi vardır. Şekil 7.3’te içine boya enjekte edilmiş bir akışkan akışında bu üç akış rejimi gösterilmektedir.



Şekil 7.3. Akış Rejimleri a) Katmanlı Akış: Şeritler karışmadan veya katmanlı halde taşınmaktadır. b) Karışık Akış: Şeritler kritik bir hızda kırılmaya başlamıştır, akış katmanlıya geçmektedir. c) Tedirgin Akış: Şeritler tamamen dağılmıştır ve püskürtüldükleri noktadan kısa sapmalar göstermektedir.

7.3 VİSKOZİTE

Viskozite akışkanın onu akışa karşı direnç gösteren bir özelliğidir. Bir katı viskozitesi sonsuz olan bir sıvı gibi düşünülebilir, gerçekten fuel-oil gibi bazı ağır yağlar oda sıcaklığında balmumu gibi kullanılabilir ve akmazlar. Fuel-oil akışkan hali azaldığından “ince” fuel-oil haline gelir. Bu işaret önemli bir diğer gözlemdir, sıvıların viskozitesi sıcaklıkla azalır. Benzer gözlemler bal ve melas gibi oda sıcaklığında oldukça viskoz olan ve sadece ısıtıldığında akıcı olan diğer sıvılara da uygulanabilir. Su ve alkol gibi sıvılar oda sıcaklığında düşük viskoziteye sahiptir. Fakat onların daha yüksek sıcaklıklarda viskoziteleri azalır.

7.4 VİSKOZİTENİN MEKANİZMASI

Bir sıvının viskozitesi iki ana nedenin sonucudur: (kohezyon) iç yapışkanlık ve momentum transferi. İç yapışkanlık sıvıların viskozitesinin birinci nedeni olmasına karşılık momentum transferi gazların viskozitesinin birinci nedenidir.

İç yapışkanlık moleküllerinin birbirine yapışma eğilimi ve sürtünme deformasyonudur. Sıvı ısıtılırsa moleküler hareket artar ve iç yapışkanlık azalır. Böylece viskozite iç yapışkanlık olduğundan sıcaklığın artmasıyla azalır.

Momentum transferi, hızlı hareketli moleküllerin yavaş hareketli moleküller bölgesine hareketi veya karşılıklı hareketler sonucunda oluşur. Bu momentum hareketi Newton eşitliğine uygun bir kuvvet oluşturur(8.1.). $F = m(u_2 - u_1)$; bu viskoziteyi tayin eden bir direnç kuvvetidir. Gaz moleküllerinde biraz yapışkanlık vardır fakat serbest hareket sıvılardan çok fazladır, böylelikle momentum transferi gazlardaki viskozitenin birinci nedenidir. Şayet bir gaz ısıtılırsa hızlı ve yavaş hareketli moleküller arasında hız gradyeni dikleşir(güçleşir) ve böylelikle sıcaklığın artmasıyla viskozite artar.

7.5 VİSKOZİTE ÖLÇÜMÜ

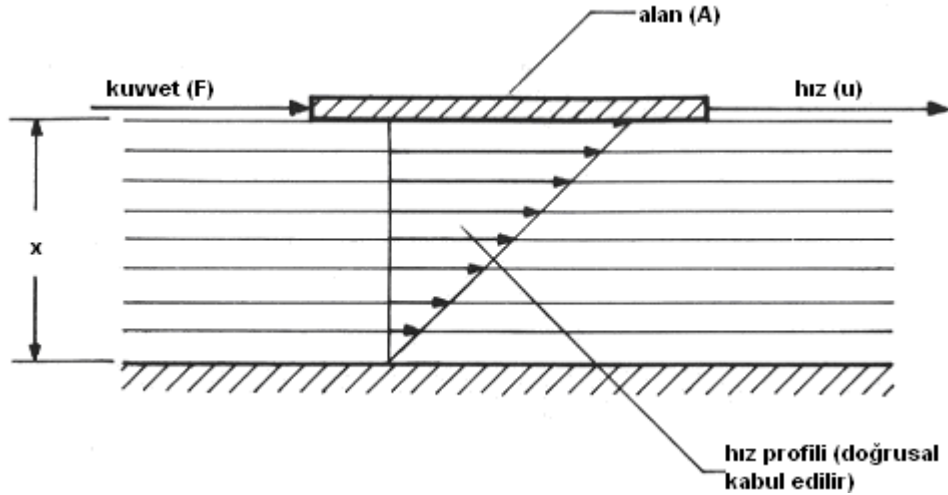
Bir akışkan viskozitenin ölçümünde birçok yöntemler icat edilmiştir. Yöntemlerden birinde (saybolt viskozimetre) bir tanka küçük bir delik takılır. Standart miktarda (60 mL) bir yağın akışı için geçen zaman kullanılarak viskozite belirlenir, viskozite daha yüksek olduğunda akışkan akışı uzun zaman alır.

Diğer bir yöntemde iki eş (iç içe) eksenli silindirler arasında ince bir akışkan filmi yerleştirilir, bunlardan birinin içine bir yay yerleştirilmiştir. Dış silindir verilen bir hız ve momentte döndürülür ve iç silindire yaptığı moment ölçülür. Akışkan viskozitesi momentin daha yüksek olmasıyla viskozitenin artması belirlenir.

Bir üçüncü yöntem ağırlığı ve boyutları bilinen bir bilyenin verilen bir akışkan ortamındaki uzaklıktan düşmesidir. Yüksek viskoziteli akışkanda bilyenin düşmesi daha uzun zaman almakta ve böylece bu zaman viskozitenin hesaplanmasında kullanılabilir.

7.6 DİNAMİK VİSKOZİTE

Şekil 7.4'te gösterilen iki paralel levha arasında x kalınlığında bir akışkan filmi düşünün. Alt levha sabittir ve üst levha paralel olarak u (m/s) hızı ile hareket etmektedir.



Şekil 7.4 Paralel levhalar arasında hız profili

Deneyler levhaların birbirine akışkan filmi ile kesin olarak bittiğini hızın levha hızına eşit olduğunu göstermiştir. Böylelikle alttaki sabit levhanın üzerindeki sınırdaki akışkan sabit kalırken üst sınırdaki akışkan u hızı ile hareket etmektedir. Üst ve alt levha arasındaki akışkanın hız grafiği "hız profili" lineer (doğrusal) olarak kabul edilir.

Newton prensibine göre kesme gerilmesi hız profilinde oransal bir kayma oluşturur. Örnek olarak;

$$\text{Kesme gerilmesi} \propto \frac{du}{dx}$$

Burada $\frac{du}{dx}$ kaymanın hesaplama işaretidir ve anlamı “hız değişim seviyesi mesafeye bağlı olarak”

Kayma gerilmesi = $\frac{F}{A}$ olduğundan Şekil 7.4’teki gibi hız profili sabit kabul edilirse aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$\frac{F}{A} \propto \frac{u}{x} \text{ veya } \frac{Fx}{u.A} = \text{sabit}$$

Bu sabit eşitlik oranı dinamik viskozitedir(burada yunan alfabesindeki μ (nü) kullanılır.).

$$\mu = \frac{Fx}{u.A} \text{ veya}$$

$$F = \frac{\mu.A.u}{x} \quad (7.1)$$

Burada;

F = kuvvet (N)

A = alan (m²)

u = hız (m/s)

x = levhalar arasındaki mesafe (m)

μ = akışkanın dinamik viskozitesi ve birimi : (Nxm)/(m/s⁻¹xm²) = Ns/m²

Not:

1. N = kgm/s², olduğundan dinamik viskozite birimi şu şekilde de yazılabilir;

kgm/s⁻² x s x m⁻² = kgm⁻¹s⁻¹ = kg/ms. Alternatif olarak, N/m² = Pa olduğundan, dinamik viskozite birimi Pa.s olarak da yazılabilir. Bu kitapta dinamik viskozite için daima Pa.s birimi kullanılacaktır.

2. 7.1 eşitliği ancak doğrusal dağılımında geçerlidir. Şayet hız dağılımı doğrusal değilse 7.1 eşitliğinin türevi kullanılmalıdır.

Örnek 7.1

Çapı 100 mm olan hareketli ve sabit levhalar arasında viskoziteyi 0,15 Pa.s olan 3 mm kalınlığında bir akışkan bulunmaktadır. Hareketli levhanın hızı 5m/s olduğuna göre dönme için gerekli gücü hesaplayınız. Hız dağılımının doğrusal olduğunu hesaplayınız.

Cözüm:

$$\mu = 0,15 \text{ Pa.s}$$

$$u = 5 \text{ m/s}$$

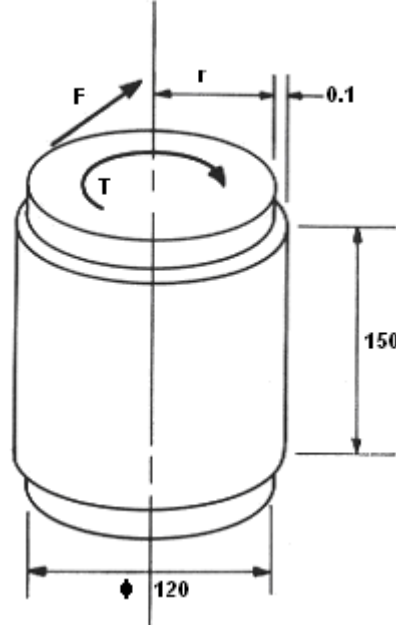
$$A = \pi \cdot 0,1^2 / 4 \text{ m}^2$$

$$x = 3 \text{ mm} = 0,003 \text{ m}$$

$$7.1 \text{ eşitliğinde yerine koyarsak; } F = \frac{0,15 \cdot \pi \cdot 0,1^2 \cdot 5}{4 \cdot 0,003} \Rightarrow F = 1,96 \text{ N}$$

Örnek 7.2

120mm çapında dikey milin 250 d/dk'da dönmesi için gerekli gücü ve momenti hesaplayınız. Mil 150m uzunluktaki sabit bir bileziğe geçirilmiştir. Mil ile bilezik arasındaki radyal aralık 0,1 mm ve bu aralık dinamik viskozitesi 0,2 Pa.s olan yağ ile kaplanmıştır. Hız dağılımının doğrusal olduğunu kabul edin.



Şekil 7.5

Cözüm:

$$r = 60 \text{ mm} = 0,006 \text{ m}$$

$$\mu = 0,2 \text{ Pa.s}$$

$$A = \pi \cdot 0,12 \cdot 0,15 = 0,0565 \text{ m}^2$$

$$x = 0,1 \text{ mm} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Doğrusal Hız} \Rightarrow u = r \cdot \omega = \frac{r \cdot 2\pi N}{60} = 0,06 \cdot 2\pi \cdot \frac{250}{60} = 1,57 \text{ m/s}$$

$$\text{Kuvvet} \Rightarrow F = \frac{\mu \cdot A \cdot u}{x} = \frac{0,2 \cdot 0,0565 \cdot 1,57}{0,1 \cdot 10^{-3}} = 177,5 \text{ N}$$

$$\text{Moment} \Rightarrow \tau = F \cdot r = 177,5 \cdot 0,06 = 10,65 \text{ Nm}$$

$$\text{Güç} \Rightarrow P = \tau \cdot \omega = 10,65 \cdot 2\pi \cdot \frac{250}{60} = 279 \text{ W}$$

7.7 KİNEMATİK VİSKOZİTE (ν)

Akışkanlar mekaniğinde μ/ρ (dinamik viskozite yoğunluğa bölünüyor) çok sık görülür(ortaya çıkar). Bu oran kinematik viskozite olarak adlandırılır ve ν (mü) harfi ile gösterilir.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (7.2)$$

$$\nu_{\text{birim}} = \frac{\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}}{\text{kgm}^{-3}} = \text{m}^2\text{s}^{-1} \text{ veya } \text{m}^2/\text{s}$$

Örnek 7.3

Dinamik viskozitesi 0,02 Pa.s olan bir yağın kinematik viskozitesini hesaplayınız. Yağın bağıl yoğunluğu 0,9'dur.

Cözüm:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\nu = \frac{0,02}{0,9 \cdot 10^3} = 0,022 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$$

7.8 VİSKOZİTE DÖNÜŞÜMLERİ

Sıvı özellikleri verilen el kitaplarında ve tablolarda sıklıkla viskozite SI dışındaki birimler sıklıkla kullanılırlar. Aşağıdaki dönüşümler uygulanabilir.

Dinamik viskozite;

$$1 \text{ centipoise} = 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

Kinematik viskozite;

$$1 \text{ centistoke} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

SAE standartlarında motor yağı dinamik viskozitesi 68°C'de (ortalama motor yağ sıcaklığı) referans alınır. Örnek olarak SAE30 yağ, 68°C'de 30 centipoise viskoziteye sahiptir.

7.9 REYNOLDS SAYISI (Re)

Konu 7.2’de üç akış rejimi tartışılmıştı: Katmanlı, tedirgin ve geçiş bölgesi. Bu durumda üç özel akış rejimi olduğu ilk olarak 1883 yılında Osborne Reynolds tarafından bulunmuştur. Reynolds bir saydam boru içine boya enjekte etmiş ve çeşitli akış durumlarını netice veren akış rejimlerini gözlemlemiştir.

Reynolds, akış rejimlerini üç ana faktörün etkilediğini keşfetti.

1. Akışkan hızı: Hız yükseldiğinde, (tedirgin akış) eğilimi artmaktadır.
2. Akışkan viskozitesi: Düşük viskozite, (tedirgin akış) eğilimi artmaktadır.
3. Boru çapı: Daha büyük boru çapı, (tedirgin akış) eğilimi artmaktadır.

Reynolds bu sonuçlarını boyutsuz bir olarak verilen (Reynolds Sayısı) ile genelleştirmiştir.

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (7.3)$$

Burada;

u = akışkan hızı(m/s); borudaki akışın ortalama veya anma hızı

d = mesafe veya uzunluk (m); boru akışı için borunun iç çapı

ρ = akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)

μ = akışkanın dinamik viskozitesi (Pa.s)

ν = akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s)

Böylelikle, daha yüksek Reynolds sayısı tedirgin akışa olan eğilimi artırır. Bu tedirginlik akışkandaki en çok yüksek hızdan, düşük viskoziteden etkilenir. Su düşük viskoziteye sahip olduğundan birçok durumlarda su borularındaki akış türbülanslıdır (tedirgindir). Bu ayrıca katmanlı akışa neden viskoz akış dendiğini de açıklar, çünkü o durum sadece viskoz akışkanlarda oluşur.

Örnek 7.4

7.3 eşitliğindeki Reynolds sayısının her iki formunun boyutsuz olduğunu gösteriniz.

Cözüm:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{\text{ms}^{-1} \cdot \text{m}}{\text{m}^2 \text{s}^{-1}} = \text{boyutsuz}$$

$$Re = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{\text{ms}^{-1} \cdot \text{m} \cdot \text{kgm}^{-3}}{\text{kgm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}} = \text{boyutsuz}$$

Örnek 7.5

30mm çaplı borudan 3 L/s debide akan 50°C ’deki suyun Reynolds sayısını hesaplayınız. Veri tablolarından 50°C ’deki su için aşağıdaki değerler alınmıştır.

Dinamik viskozite = 0,544 centipoise, yoğunluk = 988 kg/cm^3

Cözüm:

$$\dot{v} = 3 \text{ L/s} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$d = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$$

$$\mu = 0,544 \text{ cP} = 0,544 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$u = \frac{\dot{v}}{A} = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,03^2}{4}} = 4,244 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{4,244 \cdot 0,03 \cdot 988}{0,544 \cdot 10^{-3}} = 231 \cdot 10^3$$

7.10 KRİTİK REYNOLDS SAYISI

Kritik Reynolds sayısı, katmanlı akışı tanımlayan Reynolds sayısı değeridir.

Düşük değer tanımlanmış olup 2000 değeri kullanılmaktadır. Şu söylenebilir; şayet Reynolds sayısı 2000 değerinin altında ise kesinlikle katmanlı olduğu akış kaynağının türbülanslı olup olmadığı (titreşim veya mekanik zorlama nedeniyle) ve borunun pürüzlü olup olmadığı dikkate alınmayarak onaylanır.

Üst değer iyi tanımlanamaz ve oldukça durgun borularda ve son derece hareketsiz şartlarda katmanlı akışın Reynolds sayısı 40000 kadar yüksek olabilir. Buna rağmen, bu ender bir durumdur ve birçok mühendislik uygulamalarında katmanlı akışın Reynolds sayısı 4000'in üzerine geçemez.

Reynolds sayısı için 2000 ile 4000 arasındaki bölgede belirsizlik mevcuttur ve pürüzlülük, keskin köşeler ve titreşim gibi tedirginlik oluşturan etkenlerin varlığına bağlı olarak akış katmanlı veya tedirgin olabilir.

Böylece bu sonuçları aşağıdaki gibi özetleyebiliriz:

Reynolds Sayısı	Akış Rejimi
2000 altında	Kesin katmanlı akış
2000-4000	Akış katmanlı veya tedirgin olabilir
4000'in üzerinde	Tedirgin akış olması çok muhtemel (müh.uyg.için)

Örnek 7.6

Kinematik viskozitesi $0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$ olan yağ hareketli bir tank içinde sallanmaktadır ve çapı 100mm olan bir boruya girmektedir. Şayet akışın tedirgin duruma geçiş noktasında katmanlı kalabilmesi için yağın maksimum hızı ne olur?

Cözüm:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu}$$

$$2000 = \frac{u \cdot 0,1}{0,2 \cdot 10^{-3}}$$

$$u = 4 \text{ m/s}$$

Bu maksimum hızdır ki o kesinlikle tedirgin durumda ayrılmıştır ve katmanlı akış kabul edilir.

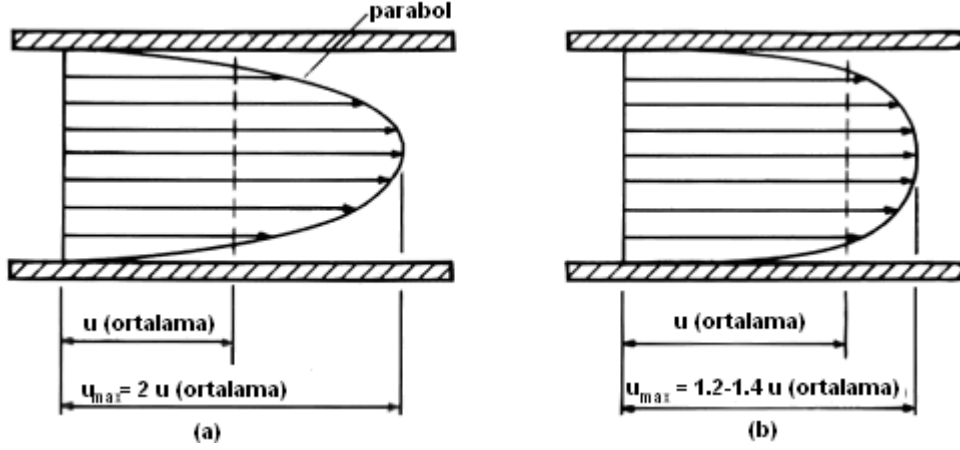
7.11 BİR BORUDAKİ HIZ PROFİLİ

Görmüş olduğumuz gibi, bir borudaki akış Reynolds sayısına bağlı olarak katmanlı veya tedirgin olabilir. Ayrıca, boru kesitinde akışın katmanlıdan tedirgine, tedirginden, katmanlıya geçiş yaptığı geçiş akışı oluşabilir. Özel bir durumda, bir boru bir tanka ani genişleme ile bağlandığında, bir geçiş bölgesi ortaya çıkar ve akış rejiminin karakteristiği sadece akıntıdan uzaklığına göre tarif edilebilir (herhangi bir yerdeki mesafe boru çapının 30 ile 130 katı arasındadır).

Katmanlı veya tedirgin akışın tamamen oluşabilmesi için, hız profiline karakteristiği Şekil 7.6'da gösterildiği gibi kalabilmelidir.

Katmanlı akış durumunda, hız dağılımı paraboliktir. Hacimsel şekli bir paraboloid olduğundan bir silindir hacminin yarısıdır, en büyük hız merkezde oluşur ve ortalama hızın iki katıdır.

Tedirgin akış durumunda, rastgele çalkantılar vardır fakat bileşik eğrinin ortalama profili Reynolds sayısına bağlı olarak keskin şekillidir. Akışkan hızı boru boyunca üniform olmaktan uzaktır, fakat akışkanın bir çoğu için, cidar yakınındakiler dışında aynı hızda hareket ettikleri söylenebilir. Burada oldukça dik hız gradyeni oluşur ve yüksek kesme kuvvetlerinin varlığı görülür. En büyük hız hala merkezde kalmaktadır fakat ortalama hızın 1,2 ila 1,4 katı kadardır.



Şekil 7.6 Hız profili a) Katmanlı akış b) Tedirgin akış

Örnek 7.7

Bağıl yoğunluğu 0,9 ve dinamik viskozitesi 0,048 Pa.s olan yağ 10 L/s debide çapı 150 mm olan borudan akmaktadır. Borudaki ortalama ve en büyük hızı bulunuz.

Cözüm:

$$\text{Ortalama hız} \Rightarrow u = \frac{\dot{v}}{A} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,15^2}{4}} = 0,566 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,566 \cdot 0,15 \cdot 900}{0,048}$$

$$\text{Re} = 1592$$

1592 < 2000 olduğundan akış katmanlıdır ve böylelikle en büyük hız ortalama hızın iki katıdır, 1,132 m/s.

7.12 VİSKOZİTENİN AKIŞ KAYIPLARINA ETKİSİ

Viskozite akışkan akışında çok önemli etkiye sahiptir, bir borudaki veya kontrol hacmindeki akışkan akışındaki enerji kayıpları viskozitenin bir sonucudur. Bu noktaya tersten bakıldığında, bir sıvının viskozitesi yoksa enerji kayıpları da oluşmaz ve bu halde yatay bir boru boyunca pompalanmak için bir güç gerekmez. Böylece daha yüksek viskoziteli akışkanların akışının zor olacağını ve daha büyük pompalama gücü gerektireceklerini görmekteyiz.

Akış rejiminin tipi (tedirgin veya katmanlı olup olmadığı) akış kayıplarında çok önemli etkiye sahiptir. Katmanlı akışta cidar yakınındaki akışkan hızı oldukça düşük olduğundan borunun pürüzlülüğü akış kayıplarını etkilemez. Buna rağmen tedirgin akışta, cidar yakınında hız gradyeni çok keskindir. Bu yüzden tedirgin akış (çok parlak yüzeyli borular dışında) yüzey pürüzlülüğü akış kayıpları üzerinde etkili olmaktadır.

Gerçek akış durumlarındaki akış kayıplarının hesaplanmasında akışkan viskozitesi çok önemlidir ve bu özellik için ayrı bir bölüm tahsis edilecektir (11.bölüme bakın).

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

Bu problemlerde katmanlı akış için $Re < 2000$ ve tedirgin akış için $Re > 4000$ olarak kabul edilecektir.

7.1 Bir SAE30 yağın bağıl yoğunluğu 0,897 ve 18°C 'de dinamik viskozitesi 380 centipoisedir. Bu sıcaklıkta;

a) Dinamik viskoziteyi SI birimlerinde hesaplayınız.

b) Kinematik viskoziteyi SI birimlerinde hesaplayınız.

a) 0,38 Pa.s ; b) $424 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

7.2 Şayet 7.1'deki problemde verilen yağ 200 mm çaplı bir boruda 4 m/s hızla aksaydı Reynolds Sayısı ne olurdu? Akış katmanlı veya tedirgin mi olurdu?

1890, katmanlı

7.3 Şayet 7.2'de verilen problemde boruya ısıtıcı yerleştirilseydi sıcaklık yükselmesi 68°C ve dinamik viskozite 30 centipoise ve bağıl yoğunluk 0,867 olması halinde(hızın aynı kaldığı kabul edilecektir);

a) Dinamik viskoziteyi SI birimlerinde hesaplayınız.

b) Kinematik viskoziteyi SI birimlerinde hesaplayınız.

c) Reynolds sayısını hesaplayınız.

d) Akış rejimini belirleyiniz.

a) 0,03 Pa.s ; b) $34,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; c) 23100 ; d) tedirgin

7.4 Dinamik viskozitesi 0,18 Pa.s ve bağıl yoğunluğu 0,9 olan yağ, çapı 100mm olan borudan akmaktadır. Akışın katmanlı kalabildiği en büyük debiyi hesaplayınız. Bu akış debisi için bir borudaki hız dağılım eğrisinin ve en büyük ve ortalama hızların açıkça gösterildiği hız profilini basit çizimle ifade ediniz.

31,4 L/s

7.5 5°C kinematik viskozitesi 1,5 centistokes olan su dikey olarak aşağıya doğru çapı 5 mm olan delikten akmaktadır. Akışın başlangıçta katmanlı kalabilmesi için en büyük hızı hesaplayınız. Şayet akış hızı uzaklığa bağlı olarak $u_2^2 = u_1^2 + 2gh$ formülüne göre artarsa, akışın tamamen tedirgin hale geldiği en küçük mesafeyi hesaplayınız. Bu etki çaptan bağımsız olarak değişmektedir.

0,6m/s ; 55mm

7.6 Dinamik viskoziteyi $60 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s}$ ve yoğunluğu 875 kg/m^3 olan yağ 5 L/t debide 75 mm çaplı boruda akmaktadır. Sonra çap konik redüksiyonla daha küçük bir çapa düşürülmektedir.

a) Konik redüksiyonun girişindeki Reynolds Sayısını ve akış rejimini

b) Konik redüksiyon çıkışında akışın tamamen tedirgin olabilmesi için en düşük hızı ve uygun boru çapını hesaplayınız.

a) 1238 katmanlı ; b) 11,8m/s ; 23,2mm

7.7 Hareket ettirilen bir makinenin kesiti $300\text{mm} \times 100\text{mm}$ ve 0,2mm yağ filmi ile sabit zeminden ayrılmıştır. Şayet yağ viskozitesi 0,1 Pa.s olsaydı makineyi 2m/s hızla hareket

ettirmek için gerekli gücü hesaplayınız. Yağ filmindeki hız dağılımının doğrusal olduğunu kabul ediniz.

30 N

7.8 İç içe silindirik viskozimetre çapı 50mm ve boyu 75mm olan sabit iç silindire sahiptir. İç ve dış silindir arasındaki katman 1mm'dir. Bu katman kerosen ile doldurulursa ve dış silindir 240 d/d ile döndürülürse iç silindir üzerindeki moment $630 \cdot 10^{-6}$ Nm olmaktadır. Kerosen viskozitesini belirleyiniz. Uç etkisini ihmal ediniz ve katmandaki hız profiline doğrusal olduğunu kabul ediniz.

 $1,7 \cdot 10^{-3}$ Pa.s (1,7 cp)

7.9 Bir kaymalı yatağın çapı 200mm ve aralığı 1mm'dir. Yatak 300mm uzunluğa sahiptir ve viskozitesi $27 \cdot 10^{-3}$ Pa.s (27 cp) olan yağlama yağı kullanılmaktadır. Yatak 750 d/d döndüğündeki güç kayıplarını hesaplayınız, katmandaki yağ hız dağılımının doğrusal olduğunu kabul ediniz.

628 W

İDEAL AKIŞKANLARIN AKIŞI

8.1. İDEAL AKIŞKAN

Bir “*ideal*” akışkan viskozitesi olmayan sıkıştırılmaz bir akışkan olarak tanımlanabilir. Gerçekte elbette böyle bir sıvı mevcut değildir, fakat su veya petrol gibi sıvılar, gazlar küçük basınç değişimlerinde, ideal sıvı davranışına yaklaşırlar.

İdeal sıvı kavramı önemlidir. Çünkü akışkan akışının analizinin basitleştirilmesi onun sayesinde yapılabilir. Bu sayede önemli eşitlik olan Bernoulli* denklemi çıkarılmış olup bu eşitlik küçük değişikliklerle gerçek sıvıların davranışlarına da uygulanabilir.

Bir ideal akışkanın kabulündeki önemli değişiklikler şunlardır:

1. Akışkanlar sıkıştırılmaz olduklarından yoğunluk değişmesi oluşmaz ve akışkanın sıkıştırmasından veya genleşmesinden dolayı bir iş oluşmaz.
2. Akışkanın viskozitesi olmadığından sürtünme yoktur ve hız profili doğrusal kalmaktadır, örnek olarak akışkan akım çizgileri herhangi bir noktada aynıdır.
3. 1.ve 2.’nin sonucu olarak akışkanın iç enerjisi değişmez, örnek olarak akışkan sıcaklığı sabit kalır.

8.2 BERNOULLİ EŞİTLİĞİ

Şekil 8.1’deki gibi içinden ideal akışkan akan eğik ve çapı kademeli olmak küçülen bir boru kısmını farz edin.

Giriş ve çıkış referans noktaları 1. ve 2. arasında enerjinin korunumu prensibini m kg akışkan için uygulayınız. Akışkan ideal olduğundan bu noktalar arasında pompalama ve ısıtma yoktur, iç enerji de değişmemektedir. Böylelikle sadece iç enerjinin değiştiğini dikkate almak gerekir;

potansiyel enerji, kinetik enerji ve akış işi

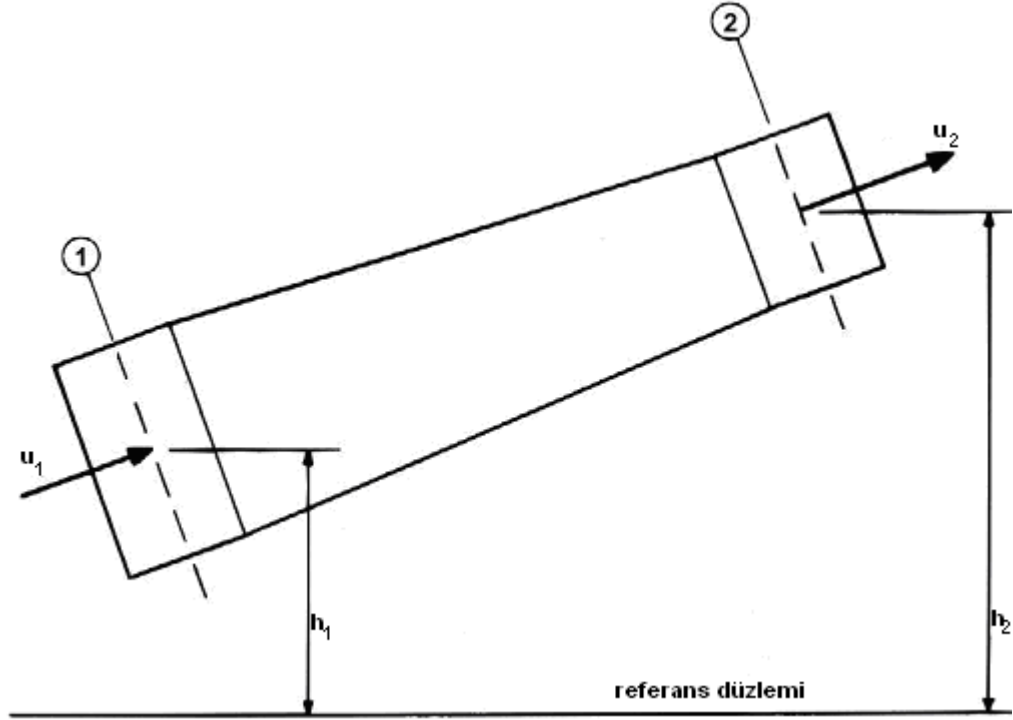
1. Potansiyel enerji; referans noktasından h metre yüksekliğinde akışkanın potansiyel enerji

$$PE = m.g.h$$

2. Kinetik enerji; u hızı ile hareket eden m kg kütledeki akışkanın kinetik enerjisi

$$KE = \frac{1}{2} m.u^2$$

* Deneysel olarak 1738 yılında Daniel Bernoulli tarafından bulunmuştur.



Şekil 8.1 Eğik, daralan bir boru boyunca akış

3. Akış işi; 1 ile 2 arasında pompalama işi olmadığından 1'den 2'ye sıvının akışını sağlayan bazı nedenler olmalı, aksi takdirde akışkan ters yönde geri akacaktır. Bunun sebebi 1 ile 2 arasında basınç farkı olmasındandır. Bu akış için gerekli arayış “akış işi” olarak adlandırılır.

Kuvvet; $F = p.A$

İş; $W = \text{kuvvet} \times \text{yol}$

$$W = p.A.l$$

Fakat $A.l = V(\text{hacim})$

$$W = p.V$$

$$\text{Fakat yoğunluk; } \rho = \frac{m}{V} \Rightarrow V = \frac{m}{\rho} \Rightarrow W = \frac{pm}{\rho}$$

Şimdi 1 ile 2 arasında enerjinin korunumu prensibini uygulayarak olursak;

$$PE_1 + KE_1 + W_1 = PE_2 + KE_2 + W_2$$

$$m.g.h_1 + \frac{1}{2}.m.u_1^2 + \frac{p_1.m}{\rho} = m.g.h_2 + \frac{1}{2}.m.u_2^2 + \frac{p_2.m}{\rho}$$

m ile bölerek yeniden düzenlersek;

$$\frac{p_1}{g} + \frac{1}{2}u_1^2 + g.h_1 = \frac{p_2}{g} + \frac{1}{2}u_2^2 + g.h_2$$

Bu eşitlik geleneksel olarak gerçekte ivmesi ρ 'ye bölünerek Bernoulli eşitliği çıkarılır;

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2 \quad (8.1)$$

Örnek 8.1

Bernoulli eşitliğinin boyutça homojen olduğunu gösteriniz.

Cözüm:

$$\frac{p}{\rho g} = \frac{\text{Nm}^{-2}}{\text{kgm}^{-3} \times \text{ms}^{-2}} = \frac{\text{kgms}^{-2} \text{m}^{-2}}{\text{kgm}^{-2} \text{s}^{-2}} = \text{m}$$

$$\frac{u^2}{2g} = \frac{(\text{ms}^{-1})^2}{\text{ms}^{-2}} = \frac{\text{m}^2 \text{s}^{-2}}{\text{ms}^{-2}} = \text{m}$$

$$h = \text{m}$$

Böylelikle Bernoulli eşitliği boyutça homojendir ve bütün terimler m birimine sahiptir.

8.3 BASMA YÜKSEKLİĞİ

Örnek 8.1'deki Bernoulli denkleminde her terim yükseklik veya metre birimine sahiptir. “*Basma*” terimi geniş bir kullanıma sahip olduğundan her bir terim şu isimlerle adlandırılır:

Basınç Yüksekliği

$$h_p = \frac{p}{\rho g}$$

Not: p Pa birimine sahiptir ve mutlak veya gösterge basıncı olabilir(basınç yüksekliği eşitliğin her iki tarafında bulunduğundan aynı atmosferik basıncın eklenmesi onları farksız yapar). Buna rağmen, p geleneksel olarak daima gösterge basıncıdır. Böylelikle p_1 veya p_2 'den herhangi biri atmosferik basınç olduğundan basınç yüksekliği sıfır olur.

Hız Yüksekliği

$$h_v = \frac{u^2}{2g}$$

burada u hızı m/s birimindedir.

Potansiyel Yükseklik

$$= h$$

Toplam Basma Yüksekliği

H = Basınç yüksekliği, hız yüksekliği ve potansiyel yükseklik terimlerinin toplamına eşittir.

Bernoulli eşitliği böylelikle şu kelimelerle ifade edilebilir;

İdeal bir akışkan akışında, toplam basma yüksekliği herhangi bir kesitte sabittir. Bu önemli akışkan basma yüksekliğindeki her bir terim Bernoulli eşitliğinde eşdeğer bir akışkan yüksekliğini temsil eder.

Süreklilik eşitliği de Bernoulli eşitliği ile aynı anda uygulanabilir ve bunların kombinasyonu akışkanlar mekaniğindeki sayısız problemlerin çözümüne imkan verir.

Örnek 8.2

Bağıl yoğunluğu 0,9 olan yağ bir boruda 5m/s hızla akmaktadır. Borunun belli bir noktasındaki basınç 30 kPa ve borunun yüksekliği 3,5m'dir(referans noktasında). Bu noktadaki basınç yüksekliğini, hız yüksekliğini ve toplam yüksekliği hesaplayınız.

Cözüm:

$$\text{basınç yüksekliği} \Rightarrow h_p = \frac{p}{\rho g} = \frac{30 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 10^3 \cdot 9,81} = 3,4m$$

$$\text{hız yüksekliği} \Rightarrow h_v = \frac{u^2}{2g} = \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} = 1,27m$$

$$\text{potansiyel yüksekliği} \Rightarrow h = 3,5m$$

$$\text{toplam basınç yüksekliği} = 3,4 + 1,27 + 3,5 = 8,17m$$

Bernoulli Eşitliğinin Uygulaması

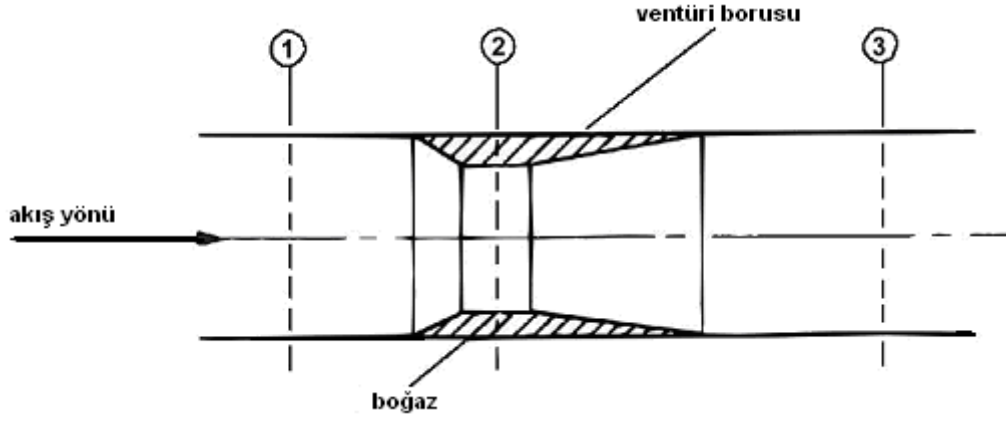
Bu bölümün kalan kısmında bazı yaygın akış durumlarına Bernoulli eşitliği uygulanacaktır. Bütün durumlarda ideal akışkan davranışı olduğunu farz ediyoruz(kayıp yok).

8.4 VENTURİ BORUSU

Bir venturi borusu Şekil 8.2'deki akış hattına yerleştirilen bir akış kısıtlayıcıdır.

Venturinin giriş kısmı keskin daralmakta ve fakat çıkış kısmı girdap hareketini önlemek için yavaş yavaş genişlemektedir.

2'deki boğaz hızı 1'den daha fazladır. Böylelikle Bernoulli eşitliği gereği 2'deki basınç "1'den daha azdır. Potansiyel yükseklik benzerdir(yatay), böylece boğazda hız basıncındaki artış, basınç yüksekliğinde azalma olmaktadır.



Şekil 8.2 Bir borudaki ventüri tüpü

Şayet 3 noktası ventüri girişindeki 1 noktası ile aynı çapta ise ideal sıvılarda kayıp olmadığından 3 ile 1 benzerdir.

1 ile 2 arasındaki basınç değişimi gösterge veya daha çok diferansiyel manometre ile ölçülür. Basıncıdaki bu değişim boğazdaki akışkanın hızının ve böylece akış debisinin ölçülmesinde kullanılır (boğaz alanı bilindiğinde). Bu cihaz venturimetre olarak bilinir.

Örnek 8.3

Yatay bir ventüri borusu 75mm çaplı banyo takılmış olup boğaz çapı 50mm'dir. Şayet borudan 45 kPa basınç ve 4m/s hızda su akıyorsa, boğazdaki ideal basınç ve hızı hesaplayınız.

Cözüm:

8.2'deki şekilden;

$$\varnothing_1 = 75\text{mm}, \varnothing_2 = 50\text{mm}$$

$$u_1 = 4\text{m/s} ; u_2 = 4 \times (75/50)^2 = 9\text{m/s}$$

$$h_1 = h_2 \text{ (yatay boru)}$$

$$p_1 = 45\text{kPa} = 45 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

$$\rho = 10^3 \text{ kg/m}^3 \text{ (su)}$$

Bernoulli eşitliği;

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2$$

$h_1 = h_2$ olduğundan ve her iki taraf g ile çarpılırsa;

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2}$$

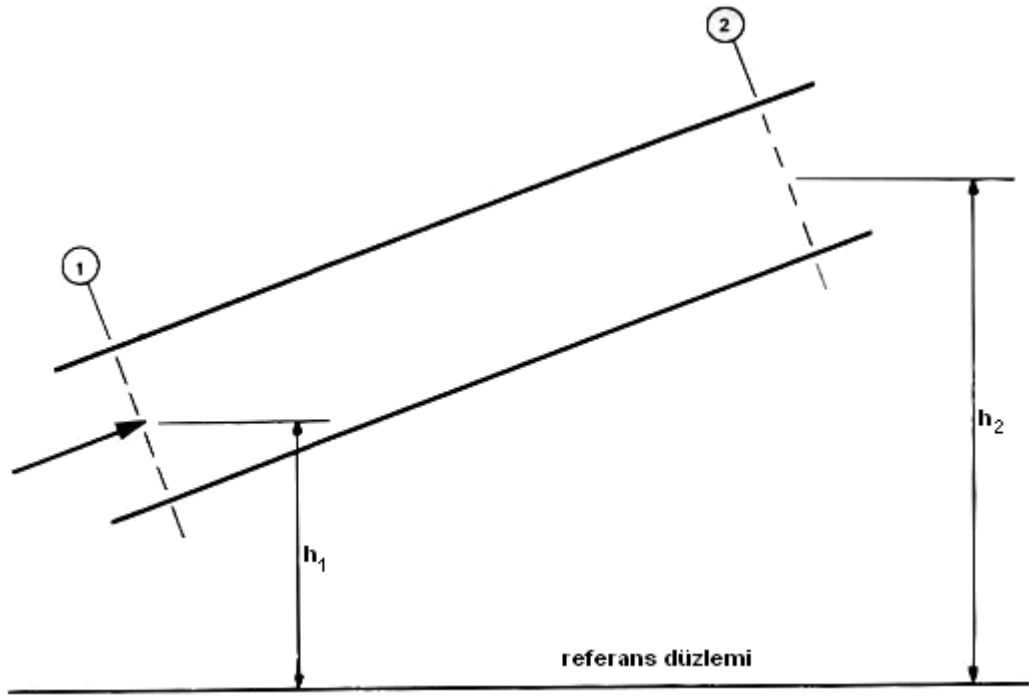
$$\frac{45 \cdot 10^3}{10^3} + \frac{4^2}{2} = \frac{p_2}{10^3} + \frac{9^2}{2}$$

$$45 + 8 = \frac{p_2}{10^3} + 40,5$$

$$p_2 = 12,5 \cdot 10^3 = 12,5 \text{ kPa}$$

8.5 EĞİK BORU

Sabit çaptaki bir eğik boru Şekil 8.3'te gösterilmiştir.



Şekil 8.3 Eğik Boru

Boru çapı sabit olduğundan akışkanın hızı sabit kalmaktadır. Böylece hız 1 ve 2'deki hız yüksekliği benzerdir. 2'deki potansiyel yükseklik 1'den daha yüksek olduğundan Bernoulli eşitliği gereği 1'deki basınç yüksekliği 1'den daha az olmalıdır. Bu şekilde 1'den 2'ye akan bir akışkanda basınç yüksekliği, hız yüksekliğine dönüşmektedir.

Örnek 8.4

Yağ taşıyan (BY=0,9) bir boru yukarıya doğru 1/20 (sine) eğimdedir. Borunun belli bir noktasındaki basınç 90 kPa'dır. Bu noktadan 100m uzaktaki ideal boru basıncını hesaplayınız.

Cözüm:

Şekil 8.3'e dayanarak;

$$\rho_1 = 90 \text{ kPa} = 90 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

$$\rho = 900 \text{ kg/m}^3$$

$$h_1 = 0 \text{ (referans)}$$

$$h_2 = 100/20 = 5 \text{ m}$$

1 ve 2'deki hız eşit olduğunda, Bernoulli eşitliği şu hali alır;

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + h_2$$

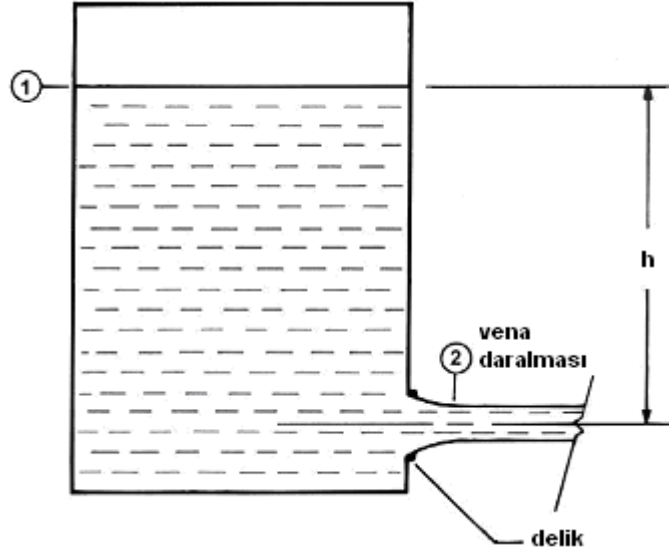
$$\frac{90 \cdot 10^3}{900 \cdot 9,81} + 0 = \frac{p_2}{900 \cdot 9,81} + 5$$

$$p_2 = 45,9 \text{ kPa}$$

Not: Hız basma yüksekliği eşitliğe girilmediğinden, bu problem statik yöntemleriyle çözülebilir (problem 2.11'e bakınız).

8.6 BİR TANKTAN SIVI AKIŞI

Bir delik veya orifise sahip bir tanka Bernoulli eşitliği uygulanarak vena daralmasındaki çıkış hızı hesaplanabilir. Not: Orifisteki hızı bulmak için Bernoulli eşitliğinin uygulanması doğru değildir. Çünkü sıvı hızlanırken 2 noktasındaki vena daralmasında sıvı basıncı atmosfer basıncına ulaşamaz (Şekil 8.4'e bakınız). Buna rağmen vena daralması orifisle aynı çapta olduğundan, şayet h yüksekliği orifis çapına kıyasla çok büyükse bu etki küçük bir hataya neden olur.



Şekil 8.4 Bir tanktan akış

Şayet vena daralmasına kıyasla tank alanının çok büyük olduğu kabul edilirse $u_1 \ll u_2$ ve u_1 ihmal edilebilir. Ortam basıncı atmosferik kabul edilirse ve orifisin merkezi referans kabul edilirse şunu yazabiliriz:

$$p_1 = 0 \text{ (atmosferik)}$$

$$u_1 = 0 \text{ (şayet tank alanı büyükse } u_1 \ll u_2 \text{ ihmal edilebilir)}$$

$h_1 = h$ (2 noktasındaki vena daralması referans)

$p_2 = 0$ (vena daralmasındaki atmosferik basınç)

Bernoulli denkleminde yerine konulursa;

$$0 + 0 + h = 0 + \frac{u_2^2}{2g} + 0$$

$$u_2 = \sqrt{2gh} \quad (8.2)$$

Bu sonuç Toriçelli eşitliği olarak dahi bilinir ve herhangi bir nesne h yüksekliğinden düştüğünde aynı hızı verir. Hızın delik çapından ve sıvı yoğunluğundan bağımsız olması ilginç bir durumdur.

Örnek 8.5

Bir tankta yüzeyden 2m aşağıda su deşarj edilmektedir. Vena daralmasındaki ideal hızı şu durumlar için hesaplayınız:

- Hava basıncı atmosferik
- Hava basıncı 50 kPa'dır.

Cözüm:

a) $h = 2m$

8.2'de yerine konursa;

$$u_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2}$$

$$u_2 = 6,26m/s$$

b) Bu durumda p_1 sıfır değildir. Böylece Bernoulli eşitliği şu şekilde olur;

$$\frac{p_1}{\rho g} + 0 + h = 0 + \frac{u_2^2}{2g} + 0$$

$$u_2 = \sqrt{2g \left(h + \frac{p_1}{\rho g} \right)}$$

Burada bize sadece basınç yüksekliğine potansiyel yüksekliği eklemek gerekmektedir ve bu 8.2'deki h kullanılır.

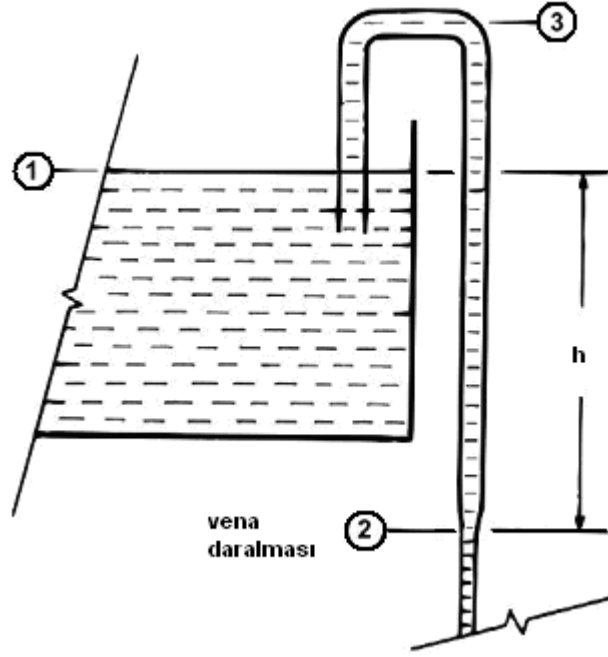
$p_1 = 50 \text{ kPa}$ ve $\rho = 10^3 \text{ kg/m}^3$ su olduğundan

$$u_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(2 + \frac{50 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9,81} \right)}$$

$$u_2 = 7,79m/s$$

8.7 BİR SIFONDAKİ AKIŞ

Bir sifon Şekil 8.5'te gösterilmiştir.



Şekil 8.5 Sifon

Sıvı akışı kendiliğinden başlamaz, sadece borudaki sıvı seviyesi yüzey seviyesinden (1) aşağıda olması durumunda ortaya çıkar. Böylelikle sifonda sadece çıkış seviyesi, yüzey seviyesinin altına indiğinde sıvı geçişi olur. Ayrıca önemli bir not da (3) noktasındaki basıncın atmosfer basıncının altında olmasıdır. Şayet bu nokta yüzey seviyesine yükseldiğinde, (3) noktasındaki basınç sıvının basıncı buhar doyma basıncına ulaşır. Sonra sifondan sıvı geçişi kesilir. Çünkü sıvı hızla buharlaşarak bir buhar bloğu oluşturur.

Kayıplar ihmal edildiğinde (ideal durumda) sifon olayının analizi bir tanktan akışa tamamen benzer ve Toriçelli eşitliği uygulanabilir. Boru çapı yükseklik (h) ile karşılaştırıldığında küçük olduğundan çıkış ağzında vena daralmasından sonraki boru ucundaki uzaklık ihmal edilebilir.

Örnek 8.6

Şekil 8.5'te gösterilen bir sifonda boru çapı 12mm ve su seviyesi referans noktasından 3,5m yükselmektedir. Borunun en yüksek yeri 4,8m ve en düşük seviyesi 2,2m'dir. Sifondan ideal akış olması durumunda (2) noktasındaki çap 10mm'dir. Ayrıca sifonun en yüksek yerindeki basıncı hesaplayınız.

Cözüm:

Burada $h = 3,5 - 2,2 = 1,3\text{m}$

8.2'ye uygularsak;

$$u_2 = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,3} = 5,05\text{m/s}$$

$$\dot{v} = u \cdot A = 5,05 \cdot \pi \cdot \frac{0,01^2}{4} (\text{m}^3/\text{s}) = 0,397\text{L/s}$$

(3) noktasındaki basınç bulabilmek için Bernoulli eşitliği (1) ve (3) arasına uygulanır.

Aşağıdakileri yazabiliriz:

$$p_1 = 0 \text{ (atmosferik)} \quad p_3 = ?$$

$$u_1 = 0 \text{ (geniş tank)} \quad u_3 = 5,05 \cdot (10/12)^2 = 3,51\text{ m/s}$$

$$h_1 = 3,5\text{m} \quad h_3 = 4,8\text{m}$$

$$\rho = 10^3\text{ kg/m}^3 \text{ (su)}$$

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_3}{\rho g} + \frac{u_3^2}{2g} + h_3$$

$$0 + 0 + 3,5 = \frac{p_3}{10^3 \cdot 9,81} + \frac{3,51^2}{2 \cdot 9,81} + 4,8$$

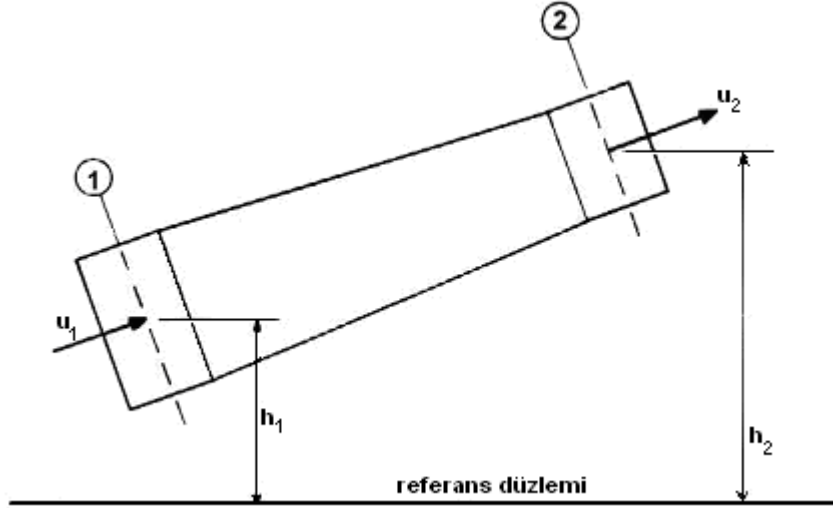
$$p_3 = -18,9\text{kPa} \text{ (negatif işareti atmosferik basıncın altında olduğunu gösterir.)}$$

Not: Aynı sonuç Bernoulli eşitliği (2) ve (3) arasına uygulanarak da elde edilebilir.

8.8 DARALAN EĞİK BORU

Bernoulli eşitliğinin en karmaşık uygulaması eğik daralan boruda oluşur. Buradaki sıvı akışında basınç, hız ve potansiyel yüksekliklerin hepsi değişir. Bu durum Şekil 8.6'da gösterilmiştir.

Genellikle (2) noktasındaki basınç bilinemez fakat ilk olarak süreklilik eşitliği ile u_2 bulunur ve sonra Bernoulli eşitliğinden p_2 bulunur.



Şekil 8.6 Eğik daralan bir boruda akış

Örnek 8.7

Bir borudan Şekil 8.6'daki gibi su akmaktadır. (1) noktasındaki çap 500mm, yükseklik 3m, basınç 45 kPa ve hız 5,6m/s'dir. (2) noktasında çap 440mm ve yükseklik 5m'dir. (2) noktasındaki ideal basıncı hesaplayınız.

Cözüm:

$$\varnothing_1 = 500\text{mm} \quad \varnothing_2 = 440\text{mm}$$

$$h_1 = 3\text{m} \quad h_2 = 5\text{m}$$

$$p_1 = 45 \text{ kPa} \quad \rho = 10^3 \text{ kg/m}^3 \text{ (su)}$$

$$u_1 = 5,6\text{m/s}$$

süreklilikten;

$$u_2 = u_1 \left(\frac{\varnothing_1}{\varnothing_2} \right)^2 = 5,6 \left(\frac{500}{440} \right)^2 = 7,23\text{m/s}$$

Bernoulli eşitliğinden;

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2$$

yerine konulursa;

$$\frac{45 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9,81} + \frac{5,6^2}{2 \cdot 9,81} + 3 = \frac{p_2}{10^3 \cdot 9,81} + \frac{7,23^2}{2 \cdot 9,81} + 5$$

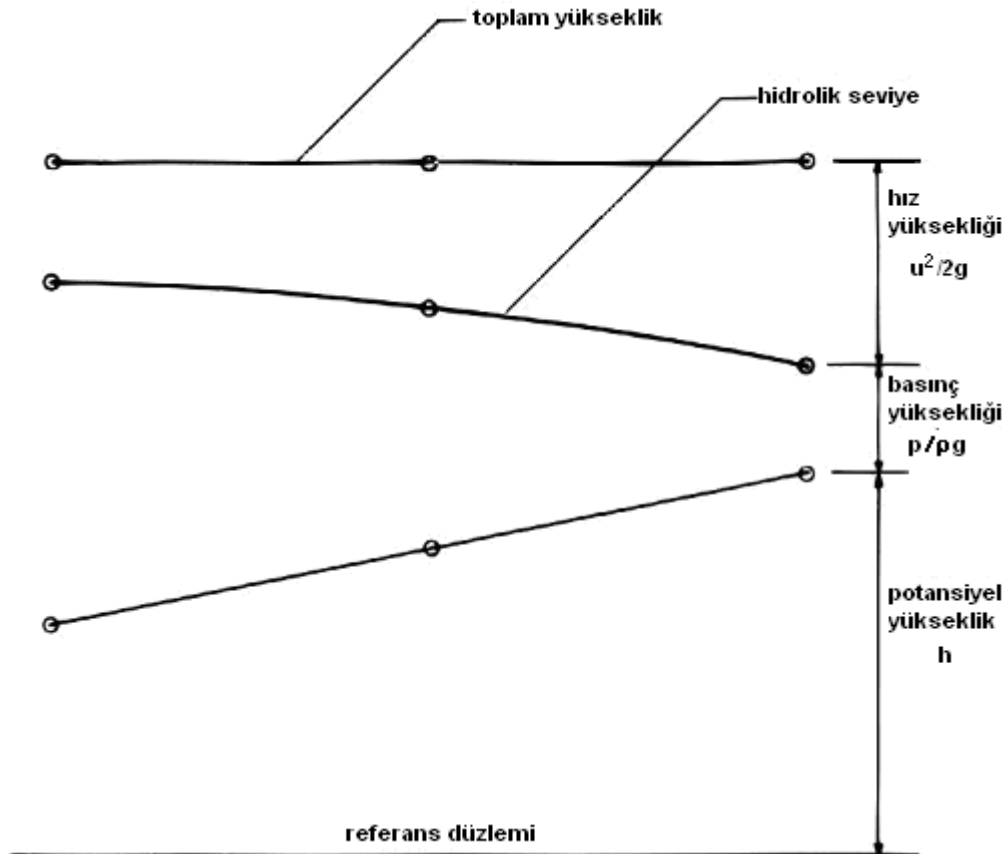
$$p_2 = 14,9 \text{ kPa}$$

8.9 BERNOULLİ EŞİTLİĞİNİN GRAFİKSEL GÖSTERİMİ

Bernoulli eşitliğinin grafiksel biçimde basma yüksekliklerini ölçekli gösterilmesi sıklıkla kullanışlı olmaktadır. Önceki 8.7 no'lu örnekteki değerler şu şekilde çizilir:

	1	2
Potansiyel yükseklik = h (m)	3	5
Basınç yüksekliği $h_r = \frac{p}{\rho g}$ (m)	4,59	1,52
Hız basıncı $h_v = \frac{u^2}{2g}$ (m)	1,6	2,67
Toplam basınç $H = h_p + h_v + h$ (m)	9,19	9,19

1 ve 2 arasındaki ($\varnothing = 470$ mm) ara noktalar hesaplanır ve sonuçlar Şekil 8.7'deki gibi çizilir.



Şekil 8.7 Bernoulli eşitliğinin grafiksel temsili

Bu grafik her bir basma yüksekliğinin şiddetinin bağıl olarak nasıl değiştiğini açıkça göstermektedir ve bu durumda potansiyel yükseklik artmakta, basınç yüksekliği azalmakta ve

hız basıncı artmaktadır. Bu basma yüksekliklerinin toplamı sabit kaldığından ideal akışkan akışında kayıp yoktur.

Basınç yüksekliği ve potansiyel yüksekliğin toplamı sıvı hızına bağlı olmadığından statik basınç olarak adlandırılır. Bağlantı noktalarındaki statik yükseklik “hidrolik gradyen” olarak bilinir. Bu boru bağlantılarını kapsayan durumlar için önemli bir özelliktir. Çünkü branş boruları buluştuğunda her bir borunun hidrolik gradyeni üst üste çakışmalıdır. Bu nedenle boruların kesişme noktalarında potansiyel yükseklik benzerdir(benzer yükseklik) ve basınç yüksekliği dahi eşit olması gerektiğinden bir akışkanda aynı noktada iki farklı basınç olamaz. Böylelikle hidrolik gradyen basınç ve potansiyel yüksekliklerin toplamını bu noktada kesişir.

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

Bu problemler için ideal sıvı kullanıldığı ve kayıp olmadığı kabul edilecektir.

8.1 Çapı 200mm olan bir boru 4,43 m/s hızla 1/50 eğimle su taşımaktadır. Bu noktada boru yüksekliği 3m (referans noktasında) ve basıncı 50 kPa’dır. Bu noktada basınç yüksekliğini, hız yüksekliği, potansiyel yüksekliği ve toplam yüksekliğini hesaplayınız.

5,1m ; 1,0m ; 3,0m ; 9,1m

8.2 Şayet 8.1’de verilen problemde suyun dinamik viskozitesi $0,9 \cdot 10^{-3}$ Pa.s olarak verilseydi Reynolds sayısını, akış rejimini ve kütleli debiyi hesaplayınız.

$984 \cdot 10^{-3}$ Pa.s ; türbülanslı ; 139 kg/s

8.3 Problem 8.1’de verilen boru için basınç yüksekliğini, hız yüksekliğini, potansiyel yüksekliği ve toplam yüksekliği hesaplayınız.

3,1m ; 1,0m ; 5,0m ; 9,1m

8.4 Yatay bir borunun çapı 150mm, 60 kg/s debide yağ basılmaktadır (BY=0,89). Borunun belli bir yerindeki basınç 120 kPa’dır. Bu noktadaki basınç yüksekliğini ve hız yüksekliğini hesaplayınız.

13,7m ; 0,742m

8.5 Problem 8.4’de verilen boruda aşağı doğru bir meme bulunmaktadır. Yağ akıntısının hızını ve çapını, akıntı basıncı atmosferik olması durumunda hesaplayınız.

16,9m/s ; 71,3mm

8.6 50mm çaplı yatay bir boruda boğaz çapı 40mm olan bir venturi tüpü bağlanmıştır. Boru 30 kPa basınçta su taşımaktadır ve boğazdaki hızı 3m/s’dir.

- Kütleli debiyi
- Boğazdaki hızı
- Boğazdaki basıncı hesaplayınız.

a) 5,89 kg/s ; b) 4,69m/s ; c) 23,5 kPa

8.7 Bir su tanında derinliği 2,6m olan su bulunmaktadır. Tankın tabanından 200mm yukarıda suyun tahliyesi için tamamen açık 20mm çapında vena daralması bulunmaktadır. Vena daralmasındaki hızı ve debiyi hesaplayınız.

6,86m/s ; 2,16kg/s

8.8 Yüzey seviyesi 3i5m olan bir tankın yan yüzeyinin tam ortasına yerleştirilen delikten su tahliye edilmektedir. Vena daralmasının hızını aşağıdaki durumlarda hesaplayınız:

- a) Hava boşluğu atmosferde
- b) Hava boşluğu 20 kPa
- c) Hava boşluğu 20 kPa (vakum)

a) 8,29 m/s ; b) 10,4 m/s ; c) 5,35 m/s

8.9 8.8'deki problemi su yerine bağıl yoğunluğu ,78 olan kerosen için tekrarlayınız.

a) 8,29 m/s ; b) 11 m/s ; c) 5,35 m/s

8.10 Bir sifon, tanktan su tahliyesi için kullanılmaktadır. Sifon çıkışı tanktan 3,2m aşağıdadır ve su akıntısının çapı 12mm'ir. Boşaltılan su L/s ve kg/s olarak hesaplayınız.

0,896 L/s ; 0,896 kg/s

8.11 Şekil 8.5'te gösterilen bu sifon 12,5mm çapında üretilmiştir ve referans seviyesinden aşağıdaki yüksekliklere sahiptir.

1)4,5m 2)2,7m 3)5,6m şayet 2 noktasındaki boru 10mm olsaydı, kütleli debiyi belirleyiniz. Ayrıca 3'teki basıncı da hesaplayınız.

8.12 Problem 8.11'deki sifonu 3 noktası maksimum yükseklikte iken suyun doyma buhar basıncı 3,2 kPa (mutlak) için hesaplayınız.

13,8m

8.13 200mm çapındaki bir borudan hızı 5m/s olan bir sıvı (BY=0,9) akmaktadır. Borunun referans noktasından yüksekliği 2,5m ve basıncı 40 kPa'dır. Boru bir redüksiyon ile 180mm çapa düşürülmektedir. 5m yükseklikteki redüksiyon kısmındaki basınç ve hızı hesaplayınız.

6,17m/s ; 12 kPa

8.14 Problem 8.13'de verilen boru için her iki noktadaki;

- a) Potansiyel yüksekliği
- b) Basınç yüksekliğini
- c) Hız yüksekliğini
- d) Toplam yüksekliği ölçekli olarak çiziniz.

a) 2,5m 50m ; b) 4,53m 1,36m ; c) 1,27m 1,94m ; d) 8,3m

8.15 Aşağıya doğru daralan bir boruda 900mm yüksekliği 10m olan kısımda 900 L/s su akmaktadır. Diğer kısmın çapı 600mm ve yüksekliği 4m'dir. 10m yükseklikteki basınç 80 kPa'dır. 4m yükseklikteki hızı ve basıncı hesaplayınız.

3,18m/s ; 144 kPa

8.16 Problem 8.15'te verilen boru için her iki noktadaki;

- a) Potansiyel yüksekliği
- b) Basınç yüksekliğini
- c) Hız yüksekliğini

d) Toplam yüksekliği ölçekli olarak çiziniz.

a) 10m 4m ; b) 8,15m 14,7m ; c) 1,07m 0,52m ; d) 19,22m

AKIŞKAN GÜCÜ

9.1 ENERJİ VE GÜÇ (P)

Enerji ve güç arasındaki ilişki, enerjinin depolanabilmesi, gücün ise depolanmamasıdır. Güç sadece enerji transfer edildiğinde anlamlı olur ve gerçekte güç transfer edilen enerjinin ölçümüdür(zamana bağlı). Enerji N.m veya J birimine sahip olduğundan güç J/s veya W (watt) birimindedir.

Örnek 9.1

Bir makineden 600J iş üretmesi istenmiştir. Bu iş için gerekli gücü aşağıdaki durumlar için bulunuz.

- Bir dakikada
- Bir saniyede
- Bir milisaniyede

Cözüm:

Güç = İş/Zaman olduğundan

- $P = 600/60 = 10 \text{ W}$
- $P = 600/1 = 600 \text{ W}$
- $P = 600/0,001 = 600 \text{ kW}$

9.2 AKIŞKAN GÜCÜ VE BASMA YÜKSEKLİĞİ ARASINDAKİ İLİŞKİ

Bernoulli eşitliğinden (8.1) alınan her bir basma yüksekliği terimi kütle ve yer çekim ivmesine bölünerek enerji terimi elde edilir.

Basma yüksekliği = enerji/m.g

Böylelikle sıvı basıncının birim ağırlıktaki akışların enerjisini temsil ettiğini görmekteyiz. Tersine olarak enerji, akışkanın basma yüksekliği ile akışkanın ağırlığı çarpılarak bulunur.

Enerji = H.m.g

Güç birim zamanda transfer olan enerji olduğundan;

$P = H.m.g/t$

$m/t = \dot{m}$ (kütleli debi) olduğundan

$$P = \dot{m} .g.H \text{ (genel durum)} \quad (9.1)$$

Bu, akışkan gücü (P) ile akış yüksekliği (H) arasında oldukça önemli bir bağıntıdır. Kelimelerle ifade etmek gerekirse akışkan gücü kütleli debi, basma yüksekliği ve yerçekim ivmesi çarpımına eşittir.

Burada;

$$\dot{m} = \text{kütleli debi (kg/s)}$$

$$g = \text{yerçekim ivmesi (m/s}^2\text{)}$$

$$H = \text{akışkanın basma yüksekliği (m)}$$

Bunlar 9.1 formülünde yerine konulursa;

$$P = \text{kg s}^{-1} \times \text{m s}^{-2} \times \text{m} = \text{kg m s}^{-2} \times \text{m s}^{-1}$$

$$\text{Fakat Newton N} = \text{kg m s}^{-2}$$

$$P = \text{N m s}^{-1} = \text{J/s} = \text{W}$$

Böylelikle (9.1) boyut olarak güç birimiyle (P) aynıdır. m, g ve H yukarıdaki birimlerde olduğundan W birimine sahiptir.

9.3 AKIŞKAN GÜCÜ İLE BASINÇ YÜKSEKLİĞİ DEĞİŞİMİ

Bir sıvı yatayda değişmeyen bir çaplı borudan aktığında, hız ve potansiyel yükseklikler sıfırdır. Böylece akışkan gücü, tamamen basınç yüksekliğindeki değişime bağlıdır.

Bu durumda 9.1 eşitliği değiştirilerek aşağıdaki gibi kullanılabilir.

$$P = \dot{m} \cdot g \cdot H \quad (9.1.)$$

Fakat basınç yüksekliği

$$h_p = \frac{P}{\rho \cdot g} = H$$

$$P = \frac{\dot{m} \cdot g \cdot p}{\rho \cdot g}$$

$$P = \frac{\dot{m} \cdot p}{\rho}$$

fakat $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$ (\dot{V} = hacimsel debi)

$$P = p \cdot \dot{V} \quad (\text{basınç yüksekliğinin oluşturduğu güç}) \quad (9.2)$$

Örnek 9.2

Bir pompa yatay bir borudan 20 L/s debide salamurayı (BY=1,08) 5 kW güçle transfer etmektedir. Akışkan yüksekliğindeki artışı hesaplayınız ve akışkan yüksekliğinin artacağını tespit ediniz.

Cözüm:

$$\text{Hacimsel debi; } \dot{V} = 20 \text{ L/s} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Yoğunluk; } \rho = 1,08 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

Kütlesel debi; $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = 1,08 \cdot 10^3 \times 20 \cdot 10^{-3} = 21,6 \text{ kg/s}$

$$9.1 \text{ eşitliğinden; } P = \dot{m} \cdot g \cdot H \Rightarrow H = \frac{P}{\dot{m} g} = \frac{5 \cdot 10^3}{21,6 \cdot 9,81} = 23,6 \text{ m}$$

Boru yatayda olduğundan potansiyel yükseklik değişimi olmaz. Aynı zamanda boru çapı değişmediğinden pompadan önce ve sonra hız sabit olduğundan hız yüksekliği değişimi de olmaz. Böylece basma artışının hepsi basınç yüksekliğinde olmak zorundadır.

Örnek 9.3

9.2’de verilen örnekte pompa girişindeki basınç 20 kPa olsaydı, pompadan sonraki borudaki basıncı hesaplayınız.

Cözüm:

Örnek 9.2’de pompanın neden olduğu basınç yüksekliği artışı 23,6m olarak hesaplanmıştır.

Şimdi basınç yüksekliği $h_p = P/\rho \cdot g$

$$P = \rho \cdot g \cdot h_p$$

$$P = 1,08 \cdot 10^3 \times 9,81 \times 23,6$$

$$P = 250 \text{ kPa}$$

Pompadan sonraki basınç = 250 + 20 = 270 kPa

B sonuç 9.2 eşitliği kullanılarak da elde edilebilir:

$P = p \cdot \dot{V}$ olduğundan

$$p = \frac{P}{\dot{V}} = \frac{5 \cdot 10^3}{20 \cdot 10^{-3}} = 250 \text{ kPa}$$

Daha önce bulunduğu gibi pompa boyunca basınç artışı 250 kPa’dır.

9.4 AKIŞKAN GÜCÜ İLE HIZ YÜKSEKLİĞİ DEĞİŞİMİ

Bazı durumlarda akışkan gücü, akışkanın hız yüksekliğinden kaynaklanabilir. Çok yaygın bir durum atmosferik basınçta serbest akışkan setinin oluşmasıdır: Burada potansiyel veya basınç yüksekliği değişimi yoktur, böylece setin gücü tamamen hız yüksekliği cinsindedir(kinetik enerji).

$$\text{Şimdi hız yüksekliği } h_v = \frac{u^2}{2g} = H$$

Kütlesel debi $\dot{m} = u \cdot A \cdot \rho$

$P = \dot{m} \cdot g \cdot H$ olduğundan;

$$P = u \cdot A \cdot \rho \cdot g \left(\frac{u^2}{2g} \right)$$

$$P = \frac{1}{2} \rho . A . u^3 \text{ (hız yüksekliğinin neden olduğu güç)} \quad (9.3)$$

Burada bir sıvı setinin gücünün, hızın küpü ile değiştiğini görmekteyiz. Gücün akışkan hızının artmasıyla artmaktadır.

Örnek 9.4

100mm çapında, 800m/s hızda ses üstü bir su setinin teorik gücünü hesaplayınız (üretim için gereken).

Cözüm:

9.3 eşitliğinden;

$$P = \frac{1}{2} \rho . A . u^3$$

$$P = \frac{1}{2} . 10^3 . \pi . (0,1^2/4) . 800^3 \text{ (W)}$$

$$P = 2010 \text{ MW}$$

Bu örnek güç çıkışının iki büyük elektrik santraline bedel olduğunu göstermektedir!

9.5 AKIŞKAN GÜCÜ İLE POTANSİYEL YÜKSEKLİK DEĞİŞİMİ

Bazı davranışlarda akışkan gücü, tamamen potansiyel yüksekliğe benzeyebilir; örnek olarak bir sıvı aralarında yükseklik farkı olan bir tanktan diğerine pompalanabilir veya tersine olarak yüksek tanktan aşağıya akan sıvı ile türbin işletilebilir. Bu durumlarda tankta atmosferik basınçta ise basınç yüksekliği değişmez ve yine tanklardaki sıvı seviyesi değişmiyorsa hız yüksekliği de sıfır kabul edilir. Böylece akışkan gücü tamamen potansiyel yükseklik değişimine benzetilebilir.

Şayet iki tank arasında seviye farkı h ise sonra

$$H = h \text{ ve 9.1 formülü}$$

$$P = \dot{m} . g . h \text{ (akışkan basıncının potansiyel basınç cinsinden ifadesi)} \quad (9.4)$$

Örnek 9.5

Bir pompa 3m yükseklikteki suyu 11m yükseklikteki diğer bir tanka 20 L/s debi ile basmaktadır. Pompadan akışkana verilen teorik gücü hesaplayınız.

Cözüm:

$$h = 11 - 3 = 8\text{m} ; \dot{m} = 20 \text{ kg/s}$$

9.4. eşitliğinden;

$$P = \dot{m} . g . h$$

$$P = 20 . 9,81 . 8 \text{ (w)}$$

$$P = 1,57 \text{ kW}$$

9.6 VERİM (η)

Gerçek bir sıvı transfer edilirken kayıplar oluşur. Bu kayıplar; mekanik kayıplardan ve salmastralardan ve akışkanın ideal olmamasından kaynaklanan sıvı sürtünmesinden oluşurlar.

Sonuç olarak bu kayıplar, pompa ile basılan sıvı gücünün (akışkan gücü) daima mile verilen giriş gücünden düşük olmasına neden olur. Bir türbin için (akışkan gücü ile mil gücü yer değiştirir) mil gücü daima akışkan gücünden düşüktür.

Biz verim tanımlarını ve dönüşüm işlemlerini aşağıdaki gibi yapabiliriz:

$$\eta = \frac{\text{akışkan gücü}}{\text{giriş gücü}} \quad (\text{pompa sistemi}) \quad (9.5)$$

$$\eta = \frac{\text{çıkış gücü}}{\text{akışkan gücü}} \quad (\text{türbin gücü}) \quad (9.6)$$

Örnek 9.6

Örnek 9.5'te verilen pompanın toplam verimi %60 olduğuna göre pompa giriş gücü hesaplayınız.

Cözüm:

$$\eta = \frac{\text{akışkan gücü}}{\text{giriş gücü}}$$

$$\text{giriş gücü} = \frac{\text{akışkan gücü}}{\eta} = \frac{1,57}{0,6} = 2,62 \text{ kw}$$

Örnek 9.7

Bir Pelton türbinini çarkına atmosferik basınçtaki gelen su setinin hızı 36m/s ve debisi 2 kg/s'dir. Keççelere gelen kuvvet 70 N, çark çapı 1200mm ve dönüş hızı 240 d/d olması durumunda türbin verimini hesaplayınız.

Cözüm:

Akışkan gücü;

$$P = m \cdot g \cdot H$$

$$H = \frac{u^2}{2g} \text{ (hız yüksekliği)}$$

$$P = m \cdot g \cdot \frac{u^2}{2g} = \frac{m \cdot u^2}{2} = \frac{2 \cdot 36^2}{2} = 1,296 \text{ kw}$$

$$\text{Türbin gücü} = T \cdot \omega$$

$$= F \cdot r \cdot \omega = F \cdot r \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = 70 \cdot 0,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{240}{60} = 1,056 \text{ kw}$$

$$\eta(\text{türbin}) = \frac{\text{çıkış gücü}}{\text{akışkan gücü}} = \frac{1,056}{1,296} = \%81,5$$

9.7 AKIŞKAN GÜCÜ: GENEL DURUM

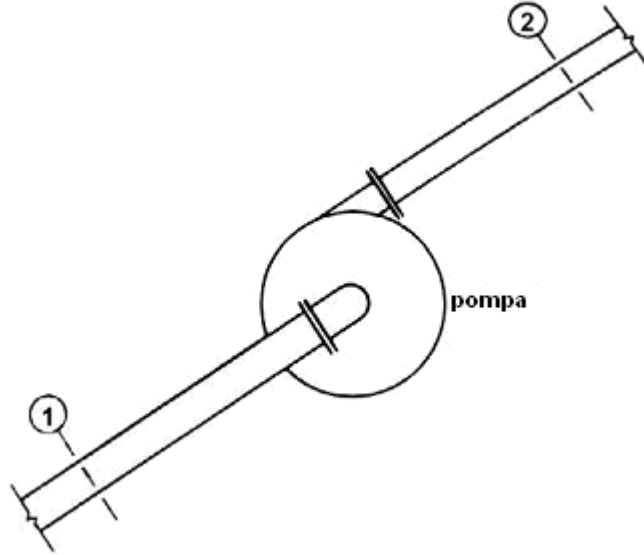
Şimdiye dek güç hesaplamalarında sadece basınç yüksekliği, hız veya potansiyel yüksekliğini kapsayan durumlar incelenmiştir. Buna rağmen pompa veya türbinleri kapsayan uygulamalarda bu üç basma yüksekliğinin ikisi veya üçü birlikte kullanılarak Bernoulli eşitliğinde hafif bir kayma veya hata oluşur.

Bu durum Şekil 9.1'de gösterilmiştir. Bu pompa 1 ve 2 referans noktalarını kapsamaktadır. Pompa olmaksızın Bernoulli eşitliğini (ideal akışkanlar için) uygularsak;

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2$$

Pompa bu denkleme eklenirse (2) noktasına pompanın basma yüksekliği nedeniyle artacağı çok açıktır. Böylelikle Bernoulli denklemi pompayı da kapsadığında aşağıdaki gibi olur;

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 + H_1 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2 \text{ (ideal akışkan)} \quad (9.7)$$



Şekil 9.1 Eğimli bir pompada akışkan devresi

Burada H = pompanın ilave basma yüksekliği

= $P/m \cdot g$ (P = pompanın ilave akışkan gücü)

Bir türbin durumunda, (2) tarafı türbinde uzaklaştırılan basma yüksekliğinden daha az olmak zorundadır. Böylelikle sol tarafa ekleneceğine aradan çıkarılır.

Bir türbin durumunda (2)'deki basma yüksekliği, H basma yüksekliğinden daha küçük olduğunda, 9.2 eşitliğinde toplam basma kayıplar (H_2) çıkartılır. Bu basma kayıpları teriminin etkisi, (1) ile (2) arasında pompalanması gereken akışkan gücü ihtiyacını artırır. Alternatif olarak (2) noktasında verilen bir akışkan gücünün basıncı idealden daha az olabilir. Çünkü basma kayıpları vardır.

9.2 eşitliği, böylelikle yeniden düzenlenir ve basma kayıpları denkleminin sağ tarafına eklenir. Bu aşağıda eşitlik 9.8'de gösterilmiştir ve şimdi gerçek sıvılar için Bernoulli eşitliğinin bu en genel biçimi uygular.

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 + H_1 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2 + H_2 \quad (\text{gerçek sıvılar}) \quad (9.8)$$

Örnek 9.8

Şekil 9.1'de görülen bir pompa sistemi 30 L/s debide suyu pompalamak için kullanılıyor. Aşağıdaki bilgiler verilmektedir:

	1	2
Basınç (kPa)	25	80
Boru çapı (mm)	100	75
Yükseklik (m)	3	9

Verim %60 ise pompa basıncını, aşağıdaki durumlarda hesaplayınız.

- 1 ve 2 arasındaki kayıpları ihmal ederek
- 1 ve 2 arasındaki basma kaybı 6m ise

Cözüm:

$$u_1 = \frac{\dot{V}}{A_1} = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,1^2}{4}} = 3,82 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \frac{\dot{V}}{A_2} = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,075^2}{4}} = 6,79 \text{ m/s}$$

- Kayıplar ihmal edilirse 9.7 eşitliği kullanılabilir.

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 + H_1 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2$$

$$\frac{25 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9,81} + \frac{3,82^2}{2 \cdot 9,81} + 3 + H_1 = \frac{80 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9,81} + \frac{6,79^2}{2 \cdot 9,81} + 9$$

$$2,55 + 0,74 + 3 + H_1 = 8,15 + 2,35 + 9$$

$$H_1 = 13,2 \text{ m}$$

$H = P / \dot{m} \cdot g$ olduğundan;

$$P = \dot{m} \cdot g \cdot H = 30 \cdot 9,81 \cdot 13,2 = 3,88 \text{ kW}$$
 bu pompanın akışkan gücüdür.

Pompa verimi;

$$\eta = \frac{\text{akışkan gücü}}{\text{giriş gücü}}$$

$$\text{giriş gücü} = \frac{\text{akışkan gücü}}{\eta} = \frac{3,88}{0,6} = 6,47 \text{ kW}$$

b) Kayıpları içeren Bernoulli eşitliğini kullanacağız. Bununla birlikte bütün terimler aynı olduğundan sadece farklı olan basınç kayıpları terimi eklenmelidir ki pompa onu karşılasın.

$$H = 13,2 + 6 = 19,2 \text{ m}$$

$$P = 30 \cdot 9,81 \cdot 19,2 = 5,65 \text{ kW}$$

$$\text{Giriş gücü} = 5,65 / 0,6 = 9,42 \text{ kW}$$

9.8 ÖZET

Daha önce gördüğümüz 9.1 eşitliğini, akışkan gücünün söz konusu olduğu bütün durumlarda kullanabiliriz.

$$P = m \cdot g \cdot H$$

Genel durumda, toplam basma yüksekliği H , basınç yüksekliği, hız yüksekliği, statik yüksekliğin ve basma kayıplarının değişmesiyle değişecektir ve Bernoulli denkleminin genel formu 9.8 eşitliği kullanılabilir. Şayet basınç kayıpları dikkate alınmıyorsa basma kayıpları terimi görünmez ve 9.7 formülü kullanılır.

Diğer birçok durumlarda basitleştirme yapılarak eşitlikler kısaltılır. Sadece basınç yüksekliği, hız yüksekliği veya potansiyel yüksekliği söz konusu olduğu durumlarda 9.2, 9.3 veya 9.4 eşitlikleri kullanılabilir.

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

9.1 Bir pompa yatay bir boru akarsu ile 8 kW akışkan gücü transfer etmektedir. Şayet su debisi 40L/s ise akışkan basmasındaki yükseltiyi hesaplayınız ve bu yükselmenin hangi biçimde olduğunu belirleyiniz.

20,4m (basınç yüksekliği)

9.2 9.1'de verilen problemde pompa girişindeki basınç -10 kPa olsaydı pompa çıkışındaki basıncı hesaplayınız. Ayrıca pompa giriş gücünün 12,6kW olması durumunda pompa verimini hesaplayınız.

190 kPa ; %63,5

9.3 Yatay borudan 5 L/s debide yağ ($BY=0,9$) pompalanmaktadır. Pompa girişindeki basınç -5 kPa ve çıkıştaki basınç 120 kPa.s

- Akışkan giriş gücünü
- Pompa verimi %70 olması halinde pompa giriş gücünü
- Yağ hızı 5m/s için boru çapını
- Yağ viskozitesi 0,08 Pa.s ise Reynolds sayısını hesaplayınız.

a) 625W ; b) 893W ; c) 35,7 ; d) 2000

9.4 Bir hidrolik motor yatay üniform çaplı bir boruda 5,5 MPa yağ giriş basıncı ile çalışmaktadır. Şayet çıkış basıncı 500 kPa ise, 5kW motor çıkış gücü için gereken yağ debisini kg/d cinsinden hesaplayınız. Verimi %70 ve yağın bağıl yoğunluğunu 0,9 olarak kabul ediniz.

77,1 kg/d

9.5 300m/s hızda 1,5mm çapında bir su jeti kereste kesimi için kullanılmaktadır. Jet akışkan gücünü belirleyiniz. Şayet pompa verimi %40 ise pompa giriş gücünü hesaplayınız.

23,9 kW ; 59,6 kW

9.6 40mm çaplı ve 50m/s hızlı bir su seti bir Pelton türbinini çalıştırmaktadır.

- Türbinin teorik maksimum çıkış gücünü
- Verim %82 kabul edildiğinde gerçek çıkış gücünü

- c) Kepeçelerin yörünge çapı 1,4m se maksimum verim için tekerleğin dairesel hızını d/d olarak hesaplayınız.

a) 78,5kW ; b) 64,4kW ; c)341d/d

9.7 Bir Pelton türbini bir tanktan 20 kg/s su boşaltmaktadır.

- a) Meme set hızı 40m/s için teorik su seviyesini
 b) Setin akışkan gücünü
 c) Kepeçelere 720 N kuvvet gelmesi durumunda türbin verimini hesaplayınız. Tekerlek yarıçapı 1,3m ve dönme hızı 280 d/d.

a) 81,5m ; b) 16kW ; c) %85,8

9.8 Bir türbin aralarında 5m yükseklik farkı olan iki göl arasında çalışmaktadır. Su debisi 25 kg/s için en büyük gücü (kayıpsız) hesaplayınız. Ayrıca sistemin toplam verimi %60 olması durumunda gerçek gücü hesaplayınız.

1,23 kW ; 736 W

9.9 Bir pompa bağlı yoğunluğu 0,75 olan sıvıyı 8 kg/s debi ile açık tanktan kapalı tanka basmaktadır. Açık tanktaki su seviyesi referans noktasından 2,8m yüksekte, kapalı tank ise 5,3m yüksekliktedir.

- a) Kapalı tankın atmosfere açık olması halinde gerekli teorik (kayıpsız) gücü
 b) Kapalı tank 120 kPa basınç altında olması halinde gerekli (kayıpsız) gücü
 c) Kapalı tank 120 kPa basınçta ve basınç kayıpları 9m olması halinde gerçek gücü hesaplayınız.

a) 196 W ; b) 1,48 kW ; c) 2,18 kW

9.10 30 kPa buhar basıncı altındaki bir tanktan 50 L/s debide yağ (BY=0,9) pompalanmaktadır. Pompa basma hattına 100mm çaplı boru bağlanmıştır ve pompa yağa 5 kW akışkan gücü uygulamaktadır. Basma hattı tanktan 8m yüksekte olması halinde, bu hattaki göstergedeki teorik basıncı (kayıpsız) hesaplayınız.

Ayrıca, tank ile gösterge arasındaki basınç kayıpları 3m olması halinde göstergenin gerçek basıncını hesaplayınız.

41,2 kPa ; 14,7 kPa

9.11 Deniz suyu (BY=1,08) pompalayan bir sistemin emme hattının çapı 1200mm ve debisi 180 L/s'dir. Pompadan 2m alttaki emme hattına yerleştirilmiş basınç göstergesi -15 kPa basınç göstermektedir. Pompanın basma hattı çapı 150mm ve pompadan 3m yüksekte yerleştirilen bir gösterge 120 kPa göstermektedir. Pompa giriş gücünü verimi %60 olması halinde belirleyin;

- a) Kayıpları ihmal ederek
 b) İki gösterge arasında 5m kayıp olması halinde

a) 67,9 kW ; b) 83,8 kW

SIVI AKIŞ CİHAZLARI

10.1 BORULAR VE KANALLAR

Boru ve kanallar akışkanı taşımak için kullanılan içi boş olan uzun hatlardır. Onlar bir sistemden akışkanı ilettiği için iletkenler olarak da bilinirler.

Kanallar, boyutları ile karşılaştırıldıklarında ince duvarlıdır ve böylelikle sadece düşük basıncı gazların (genellikle hava) naklinde kullanılırlar. Onlar normalde levha metalden kare, dikdörtgen veya yuvarlak kesitle üretilirler.

Borular sıvıların ve yüksek basınçlı gazların taşınmasında kullanılır. Onlar çok kesitlerde üretilmelerine rağmen aşağıdaki sebeplerden dolayı en yaygın olarak dairesel kesitte üretilirler:

1. Dairesel kesit en büyük kesit-çap oranını verir ve böylece verilen akışkan tahliyesinde kayıplar en küçüktür.
2. Verilen bir alan ve cidar kalınlığı için dairesel kesit en büyük dayanıma sahiptir(köşeler olmadığından)
3. Dairesel kesit, gerçekten kütle üretim tekniklerini sunar ve böylece en ekonomik üretim imkanını verir.

Orijinal olarak borular ergitilerek dövülür fakat bu yöntem günümüzde yalnızca yer altı boruları ve oldukça büyük metal borular için kullanılır. Hassas bir döküm yöntemi santrifüj döküm olup iç kalıp (öz) gerektirmemektedir ve bu yöntem büyük metal borular ve beton boruların üretiminde kullanılmaktadır. Dikişsiz metal borular, kızgın bir uçla delinirler ve boru çapını ve cidar kalınlığını düşürmek amacıyla çekme işlemi sıkça kullanılır (Mannesman işlemi). Bu borular bağıl olarak pahalıdır ve cidar kalınlığının son kontrolü oldukça zordur, böylece onların yerine daha sonraki yıllarda dikişli ve ekstrüzyonla üretilmiş borular yaygınlaştırılmıştır.

Dikişli borular dönen bir düz levha metalin dönen bir elektrotla kaynatılmasıyla üretilir ve tarlama sıkça yapılır. İstenen boyutlara getirilir. Başlangıçta kaynak şüphe uyandırdı ve yüksek basınç uygulamalarında dikişsiz borular tercih edildi. Günümüz kontrol yöntemlerinin gelişmesiyle, ultrasonik ve hidrostatik testler bu zorluğu ortadan kaldırdı ve düşük maliyetli kesin cidar(tam) ölçülü bu borular geniş bir kullanım alanına sahip olmuşlardır.

Demir olmayan borular ve küçük borular genellikle sıcak ekstrüzyonla üretilir. Bu yöntemle dikişsiz boru, sonradan çekme ile istenen çap ve cidar kalınlığına getirilir. Oldukça büyük çaplı borular sıklıkla soğuk şekillendirme ile çelik levhalar kaynaklanarak üretilirler.

Boruların daha geniş seçimi üretildiği malzemelere göre yapılabilir.

Demir Metaller: Dökme demir, karbon çelikleri, alaşımli çelikler ve paslanmaz çelikler.

Demir Dışı Metaller: Bakır, pirinç, alimünyum, kurşun vb.

Metal Dışı Malzemeler: Emaye, cam, beton, asbest-çimento, plastik vb.

Alternatif olarak, korozyon direnci, gerilme ve yüzey parlaklığı gibi istenen bir dizi özellikler için kompozit malzemeler kullanılmaktadır. Örnek olarak, çelik borular galvanizle kaplanarak veya çelik boruların içi ve dışı plastikle kaplanarak kullanılır.

Boruların tipi kullanıldığı özel uygulamalara bağlıdır:

1. Taşınacak akışkanın tipi, akışkan ile boru malzemesi arasındaki kimyasal reaksiyon eğilimi.
2. Çevresel ortamın özelliği ve onun boru malzemesini aşındırma veya korozyona uğratma eğilimi.
3. Proses veya endüstrinin doğası örnek olarak yiyecek ve içecek endüstrisinde malzeme ve parlaklığında özel kısıtlıklar vardır. Çünkü kirlenme problemleri oluşur.
4. Borunun kullanılabileceği basınç ve sıcaklık etkili olmaktadır.
5. Fiyata, borunun bakım masrafları ve muhtemel ömrü dahil edilmelidir.

Başlangıçta borular iç çapı ve cidar kalınlığı ile tanımlanıyorken, fakat sonra dış çap ve cidar kalınlığı onun yerine geçti, çapın nominal ölçüsü oldu. Bu son ölçü şundan dolayı önemlidir. Çünkü bütün boru bağlantı elemanları ve valfleri boruların dış çapına monte edilirler. Avustralya'da standart nominal boru çapları 8mm'den 150mm delik çapına kadar değişmektedir(13,5mm-165,1mm). Boru cidar kalınlıkları verilen bir dış çap için olarak dört ana gruba ayrılır; ince, orta, kalın ve oldukça kalın(soğutucu akışkan).

10.2 BORU BAĞLANTILARI

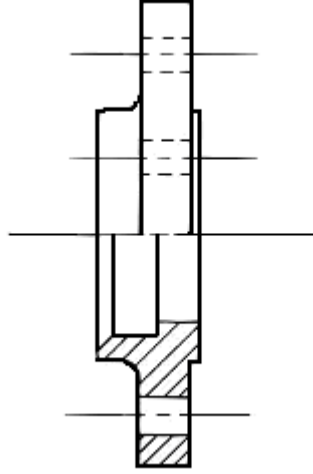
İki boru arasında kalıcı bağlantı, boru füzyon yöntemleri ile yapılabilir.

Benzer çaplı metal borular, kaynak ağzı (yivi) açılarak kaynatılabilir veya lehimlenebilir. Benzer çaplı plastik borular plastik yapıştırıcı kullanılarak yapıştırılabilirler. Bununla birlikte, uzun plastik borularda yapıştırma gerektiğinde bunların bir ucu diğerinin üzerine geçecek şekilde geniş olarak üretilir. Orta boyutlu plastik boruların bağlantısından her iki borunun da takıldığı (ünyon)veya manşon kullanmak gerekir.

Metal boruların yerinde kaynakla birleştirilmesi genelde, büyük çaplı ve uzun borular dışında pratik değildir. Çünkü çeşitli mühendislik uygulamaları için dar ortamlarda kaynak dikişlerinin testi zor olmaktadır. Ayrıca kalıcı kaynaklı bağlantılar, sıklıkla tamir amacıyla sökülmesi gerektiğinden buna izin vermezler. Böylelikle birçok mühendislik uygulamalarında dişli veya cıvatalı bağlantılar kullanılır. En yaygınlarından biri dişli birleştirme veya manşon kullanımı olup borunun kesik ucuna dış açılır ve dişler arasındaki sızdırmazlık için sızdırmazlık macunu veya bantı kullanılır. Diğer bir alternatif yöntem Şekil 10.1'de gösterilen dişli veya kaynaklı boru flanşı kullanımınıdır. Flanşların birleşimi birbirine cıvatalarla yapılır ve ortasına sızdırmazlık contası konulur.

Uzun boru bağlantılarında sıcaklık değişmelerine dikkate alınır ve sıklıkla daralma ve genişlemelere tedbir almak gerekir. Bu, boru hattı üzerinde genleşme parçaları, esnek boru biçimleri(\cap şeklinde) kullanılarak sağlanabilir.

c



Şekil 10.1 Tipik kaynaklı flanş

10.3 BORU BAĞLANTI ELEMANLARI

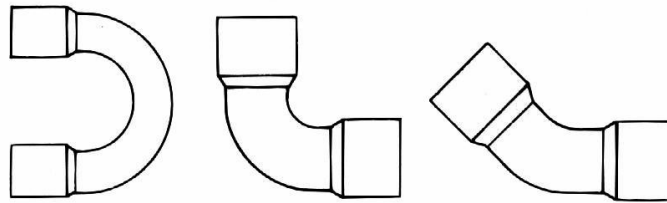
Birçok boru bağlantı elemanı mevcut olmakla birlikte en yaygınları birleştirme (ünyon), dirsek, te ve redüksiyondur. Boru bağlantı elemanının bağlama yöntemi kullanılacak boruya göre değişir. Çelik boru bağlantıları genellikle vidalı olarak; bakır borulara lehimli ve plastik borulara yapıştırma yöntemi ile bağlanırlar.

Birleştirme (Ünyon)

Birleştirme veya manşon daha önce 10.2’de tartışıldığı üzere iki eşit çaplı borunun birbirine bağlantı için kullanılır.

Dirsek veya U

Dirsek veya U boruların yönünün değiştirmek için kullanılır. Standart yön değiştiriciler şunlardır: 180°(U), 90°(standart dirsek), 45°(yarım dirsek). Bunlar Şekil 10.2’de gösterilmektedir.



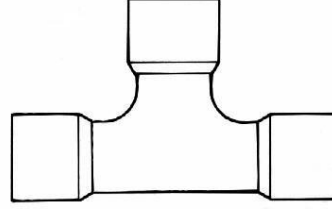
Şekil 10.2 Dirsek veya U a) U b) 90° dirsek c) Yarım dirsek

Standart yön değiştiriciler kendi aralarında eğrilik yarıçapına göre kapalı, orta kavisli veya uzun kavisli, eğrilik yarıçapı büyük olanların kullanılması basınç kayıplarını en aza indirir.

Te

Te bir boruya bir kol eklemek için kullanılır. Standart Te Şekil 10.3’te gösterilmiştir fakat birçok değişik tipleri mevcuttur. Bunlar, 45° açılı kol hattını ve orijinal yöne göre aralarında

45° açılı bulunan Y bağlantısını da kapsar. Genellikle bir çap değişim kademesi mevcuttur. Ayrılan kol ana hat ile aynı çapta veya daha küçük çapta olabilirler.



Şekil 10.3 Te

Redüksiyon

Redüksiyon parçası, birleştirme parçasından farklı olarak farklı çaplardaki boruların birleştirilmesinde kullanılır. Redüksiyon parçası böylelikle akışkanın bağlantıya göre akış yönüne bağlı olarak genişletici veya daraltıcı görevi yapar.

Bu bakımdan enteresan bir not, redüksiyonda kesit değişimi çok ani olmadıkça basınç kayıpları küçük olmaktadır, fakat kademeli açı değişimi olmadıkça kayıplar daha büyük kesit değişiminde, (Tablo 11.1'deki kademeli genişleme ve daralmaya bakın) daha fazla olmaktadır.

10.4 VALFLER (VANALAR)

Valf (vana) terimi akışkanlar mekaniğinde şu işlevleri yapan cihaz anlamındadır.

1. Açma/kapama işlevi
2. Kısmi işlevi (akış debisini kısıtlar veya kontrol eder)

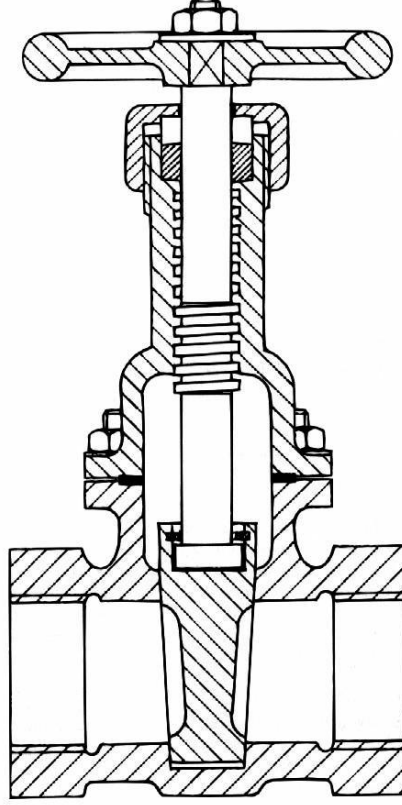
Genel tanımlamaya göre, kısma işlevi yapabilen bir vana tamamen kısılarak kapalı konumda açma-kapama işlevini de yapabilirler. Bununla birlikte tersi doğru değildir ve açma-kapama yapmak üzere tasarlanan vanalar asla kısma amaçlı kullanılamazlar. Akışkan mantık devreleri gibi bazı durumlarda açma-kapama vanaları mandallı şalter gibi çalışırlar, çünkü onlar yalnızca tamamen açık veya tamamen kapalı konumda çalışırlar (bir aydınlatma anahtarındaki gibi) valfler akışkan sistemlerinde çok geniş kullanıma sahip olduklarından, çok sayıda vana üreticisi vardır ve çok farklı tiplerde valfler bulunmaktadır. Özel uygulamalar için bir vananın seçiminde aşağıdaki faktörler göz önüne alınmalıdır:

1. Gerekli işler (açma-kapama veya kısma)
2. Açma kuvveti ve onun nasıl uygulanacağı (elle veya uzaktan kontrol)
3. Akışkanın özellikleri (sıvı veya gaz, viskozite, korozyon ve kum gibi aşındırıcı parçacıkları ihtiva edebilmesi)
4. Akışkanın sıcaklığı ve basıncı
5. İşlem veya endüstrinin özellikleri (doğası)
6. Çevrenin özellikleri
7. Valfin fiyatı, mümkün olacak tamir masrafları ve valfin ömrü de buna eklenmesi gerekir.

Şimdi çok yaygın olan valflerin ana tipleri tartışılacaktır.

Sürgülü (Siber) Vana

Sürgülü vana Şekil 10.4'te gösterildiği gibi, bir kılavuz için de aşağı veya yukarı doğru hareket eden bir kapıya (sürgü) sahiptir. Onun sürgü kenarları tamamen kapalı konumda sızdırmazlık sağlanması için tasarlanmıştır.

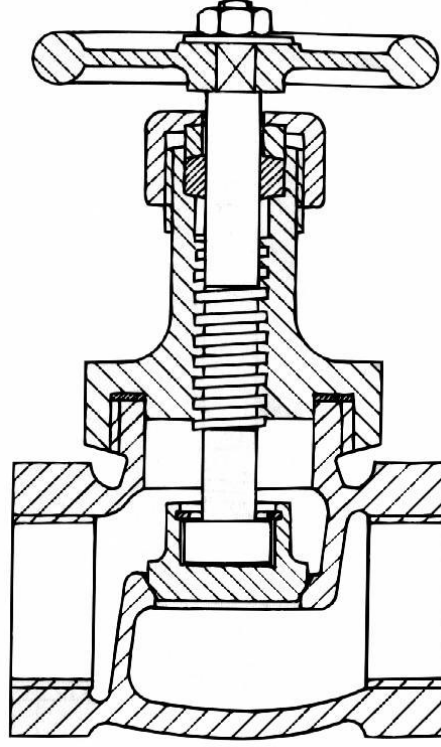


Şekil 10.4 Sürgülü (şiber) vana

Doğru hat düzenlemesi olduğundan, sürgülü vanalar “*tam açık*” konumunda oldukça düşük basınç kayıplarına neden olmaktadır. Bu nedenden ve bağıl olarak ucuz olmalarından dolayı sürgülü vanalar akışkan devrelerinin yalıtımında yaygın olarak kullanılır. Onlar geniş bir boyut kademesinde temin edilebilir. Örnek olarak bronz sürgülü vanaların boyutları 6mm'den 80 mm (nominal çap) ve dökme demir vanalar 40 mm'den 600 mm'ye kadardır. Sürgülü vanalar “*tamamen açık*” veya “*tamamen kapalı*” konumda kullanılırlar ve pratikte sürgülü vanaların kısma amaçlı kullanılmasından kaçınmak gerekir, çünkü kapı çatırdayacağından valfe zarar verir.

Stop Vana

Stop vana Şekil 10.5'te gösterildiği gibi elle kısma kontrolü gereken akış devrelerinde sürgülü vana gibi yaygın bir vana türüdür.



Şekil 10.5 Stop vana

Valfin tasarımında akışkan iki keskin yön değişimine maruz kaldığından aynı çaplı sürgülü vanaya göre açık konumda basınç kayıpları daha yüksektir. Buna rağmen stop vana “*tamamen açık*” ve “*tamamen kapalı*” konumlar arasında orta bir konumda kullanılabilir ve böylece kısma için de yaygın olarak kullanılabilir. Standart boyutları 8mm’den 175mm’ye (nominal çapa) kadar mevcuttur.

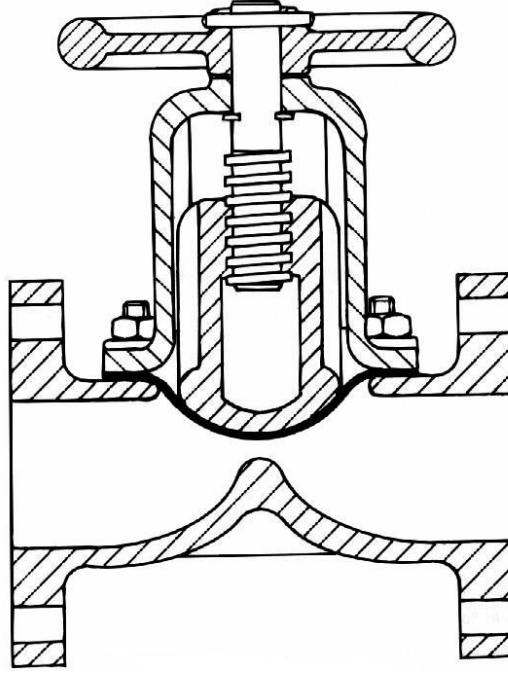
İğneli Vana

Stop vana akışkan akışında hassas bir kontrol sağlamaz(özellikle yüksek basınçlarda). Çünkü diskteki küçük bir yükselti akış alanında önemli bir artışa neden olur. Şayet akış debilerinde hassas kontrol gerekiyorsa (örnek olarak ölçme cihazları, regülatörler, cihaz panelleri, gösterge hatları) bir iğneli valf kullanılabilir. Bu valf adeta stop vananın kademeli daralmasından ziyade konik bir sete sahip olanı gibidir. Böylelikle, valf açıldığında akış kesiti yavaş yavaş artar ve bu sayede akış kontrolünün hassas kontrolü başlar.

İğneli valf boyunca basma kayıpları oldukça yüksektir ve boyutları bağlı olmak küçüktür, 8mm’den 15mm’ye (nominal çap) kadar olup standart boyut kademesi de mevcuttur.

Diyaframlı Vana

Şu ana kadar bahsedilen valflerden hiçbiri aşındırıcı parçacıklar içeren akışkanlar için uygun değildir. Çünkü aşınma ve çizilme kaçınılmazdır. Şayet aşındırıcı parçacıklar mevcutsa, diyaframlı vana 175°C sıcaklıklara kadar kullanılabilir.



Şekil 10.6 Diyaframalı valf

Şekil 10.6'da diyaframalı bir vana kullanılmış olup valf setinde sızdırmazlığı sağlamak üzere sentetik kauçuk diyafram kullanılır. Diyaframın esnek olması, onun içinde katı parçacıklar olsa bile sızdırmazlığı sağlamasına imkan verir. Tekrar açıldığında, parçacıklar tekrar hatta geçerler ve diyafram ve valf setine kalıcı zarar vermezler.

Diyaframalı vana kısma için kullanılabileceği gibi açma-kapama kontrolünde kullanılır ve stop vanaya göre daha düşük basınç kayıplarına sahiptir.

Küresel Vana

Küresel vana kademeli daralan kesitin farklı bir çeşidi olarak içi tamamen delinmiş bir kapak kullanır ki o 90^0 dönerek tamamen açılır. Kademeli daralan kapak yerine küresel vana bir delik küresel vana kullanır. Kaçaklara karşı küre yuvasında aşınmayı dengeleyecek yay yüklemeli bir sızdırmazlık elemanı kullanılır. Valf hızlı çalışır, hem kısma hem de açma-kapama kontrolü yapar. Tam açık konumda akışkanın yönü değişmediğinden basınç kayıpları çok düşük olmaktadır.

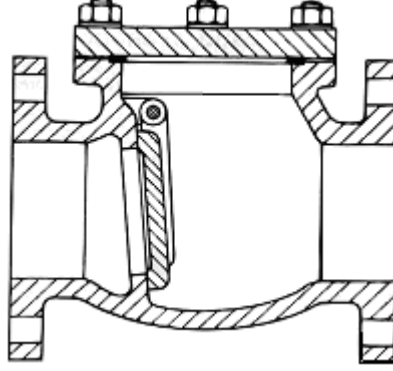
Kelebek Vana

Kelebek vana çalışma yönünden küresel vanaya benzer ve sadece çeyrek tur döndürerek tamamen açmak mümkündür. Esnek bir sızdırmazlık kullanılır ve böylelikle diyaframalı valfte olduğu gibi içinde aşındırıcı parçacıklar bulunan sıvılar için uygundur. Valf bağıl olarak ucuzdur ve kontrolü için pnömomatik, hidrolik veya elektrik güç operatörleri kullanılır.

Valfin ana dezavantajı sadece düşük basınç ve sıcaklıklara uygun olması ve tamamen kapalı konumda tutmak için sürekli kuvvet gerektirmesidir.

Çek Valfler

Çek valfler akışkan akışının tek yönde geçişinin sağlandığı akışkan devrelerinde kullanılır. Bu valfler akışkan doğru yönde aktığında otomatik olarak açılır ve ters yönde akış eğilimi oluştuğunda otomatik olarak kapanır. Şayet bir akışkan devresinde pompa girişine yerleştirilirse çek valf pompa durduğunda basınç kayıplarını da önler.



Şekil 10.7 Salıncak çek valf

Çek valflerin birçok tipi vardır. Şekil 10.7’de çok bilinen salıncak çek valf görülmektedir. Bu vana herhangi bir konumda çalışırken en düşük akış kaybını verir (tamamen açık konum). Çünkü mafsallı salıncak disk yolu açıldığında sıvı yolu düz doğrultuda devam eder.

Diğer tip çek valfler, bilyalı çek valf ve kaldırmalı disk tipidir. Her ikisi de salıncaklı çek valften daha yüksek basınç kayıplarına neden olur. Çünkü akış yolu daha karmaşıktır.

Beslemeli (Klapeli) Valfler

Besleme valfi adından da anlaşılacağı gibi bir boru hattının tank veya depo gibi girişine veya besleme hattına bağlanırlar. Onlar aslında çek valf (klape) tasarımında yapılacak akışkanın tanka geri akışını önlerler ve ayrıca pompanın çalışmaya hazır olmasını sağlarlar. Besleme valfleri, çek valflerde olduğu gibi salıncak tipi, bilyalı ve kaldırmalı disk tipinde üretilirler. Giriş kısmına normalde bir filtre konularak sıvı hattına parçacık madde girişi engellenir.

10.5 FİLTRELER VE PİSLİK TUTUCULAR

Filtreler ve pislik tutucular hem sıvı hem gaz akışkan hatlarında sıklıkla kullanılır. Onların işlevi parçacık maddeyi uzaklaştırmaktır. Pislik tutucular daha kaba parçacıkları, filtreler ise daha ince parçacıkları uzaklaştırmada kullanılır. Filtrelere en küçük boyutlu parçacıkları tutmaya uygun şekilde kademelendirilmiştir ve çok hassas filtreler hava sıkıntısından bakteri ve dumanı dahi tutarlar. Bununla birlikte gerekenden daha hassas filtre kullanılmamalı çünkü filtre daha çabuk tıkanır ve yüksek basınç kaybı oluşturur. Filtrelerin bazı tipleri ters yönde akışkan temizlenebilir, bu işlem “ters yıkama” olarak bilinir. Diğer tip filtreler temizlenecek şekilde tasarlanmışlardır ve basınç düşmesi fazla olduğunda filtre elemanı değiştirilir. Pislik tutucular genellikle temizlenebilir olarak tasarlanırlar. Gerektiğinde filtre elemanı sökülerek yıkanır.

Filtredeki basınç düşmesi izlenebilir diye filtrelerin giriş ve çıkışına göstere bağlanması iyi bir uygulamadır.

10.6 DEPOLAMA TANKLARI VE BASINÇLI KAPLAR

Birçok sıvı devreleri depolama tanklarını ve tankları içerir. Birçok tipleri ve tasarımları olmasına rağmen beş ana başlıkta sınıflandırılabilir; depolama tankları; basınçlı kaplar, dalga tankları, başlık tankları ve akümülatörler.

Depolama Tankları

Bunlar birincil olarak su tankları ve yakıt tankları gibi düşük basınçlardaki sıvıları depolamak için kullanılır. Onlara genellikle bir tahliye deliği takılarak tank basıncının atmosfer basıncının üzerine çıkması engellenir ve tankın kolayca dolması ve boşalması sağlanır. Basınç düşük olduğundan, depolama tankları bağıl olarak levha metal ve fiberglas gibi hafif malzemelerden imal edilir.

Basınçlı Kaplar

Bir depolama tankının sıvı basıncı önemli olduğunda basınçlı tank olarak bilinir ve hem sıvılar ve hem de gazlar için kullanılır. Patlama tehlikesi nedeniyle basınçlı kaplar yönetmeliklere uygun olarak tasarlanır ve periyodik kontrolleri Makine Mühendisleri Odasına yapılır. Ayrıca emniyetli tasarım basıncı aşıldığında akışkanı tahliye eden emniyet valfleri takılır.

Dalga Tankları

Dalga tankları çoğunlukla sıvı hatlarına sıvı hattındaki basınç dalgalanmalarını absorbe etmek için yerleştirilir. Dalga tankı çalkantılı akış durumlarını bağıl olarak kararlı hale getirebilir.

Başlık Tankları

Bir başlık tankı bir dalga tankına benzer fakat tanktan sonraki akış dalgalanması yerine tanktan önceki akışın sabit basınçta kalması gereken akış devrelerinde kullanılırlar.

Akümülatörler

Akümülatörler (alıcı) dalga tankları ve başlık tankları ile aynı görevi yaparlar, ancak yüksek basınçlar altında çalışan hidrolik devrelerde kullanılırlar.

10.7 GÖSTERGELER VE CİHAZLAR

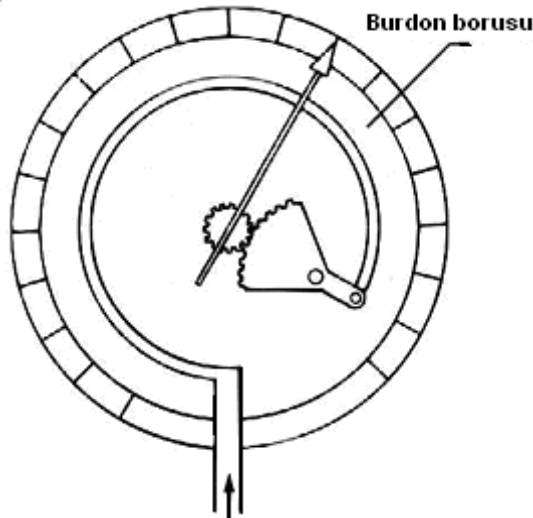
Sıvı devrelerinde çok yaygın olarak kullanılan gösterge ve cihazlar sıvının basıncını, sıcaklığını, seriyeye u debisi ölçmek için bulunurlar.

Basınç

Sıvı basıncı bir anlamda piezometreler ve manometreler ile ölçülebilir(3.bölüme bakınız). Fakat endüstride daha doğrudan ölçme yapmak için basınç göstergeleri kullanılır. Basınç göstergeleri eğik bir borunun oval kısmına monte edilir (burdon tüpü). Ona basınç uygulandığında gerilme eğilimi gösterir. Borunun bir tarafı sabit ve diğer tarafı hareketi büyütürük kalibre edilmiş skala üzerinde döner bir ibreye aktarırlar. Gösterge atmosfer şartlarında sıfır okunacak şekilde ayarlanır ve böylece basınç atmosfer üstü (gösterge basıncı) olarak ölçülür.

Bir basınç göstergesi bir akışkan sistemine bağlanırken aşağıdaki noktalara dikkat etmek gerekir:

1. Gösterge doğru basınç kademesine sahip olmalı. Örnek olarak sıvının ölçme kademesi 0-100 kPa fakat basınç dalgalanmaları 200 kPa olduğundan 0-1 Mpa gösterge çok kaba bir ölçüm verir. Buna rağmen 0-100 kPa gösterge basınç yükselmeleri karşısında kalıcı olarak zarar görecektir. Böylelikle 0-250 kPa gösterge bu uygulama için en iyisi olacaktır.
2. Akışkanın özelliği ve sıcaklığı göz önüne alınmalıdır. Bazı akışkanlar gösterge malzemesiyle reaksiyona girerler ve derecede yüksek veya düşük sıcaklıklar göstergede kalıcı arızalara yol açabilir.
3. Gösterge hat içine doğrudan dişli bağlantı ile bağlanmamalıdır. Bunun yerine ana hat ile gösterge arasında gösterge hattı bulunmalıdır. Bu hatta bir yalıtım valfi takılmak ana hat kapatılmadan gösterge test ve bakım için sökülebilir. Gösterge hattı, ana hatta dikey olarak yerleştirilmeli, şayet açılı şekilde bağlanırsa akan akışkanın hızı basıncın hatalı ölçülmesine neden olur.



Şekil 10.8 Bir Burdon tüplü basınç göstergesinin çalışması

Sıcaklık

Akışkan sıcaklığı, sıvılı termometre ana hatta iyi bağlanarak ölçülebilir. Bununla birlikte termometreler kırılmalıdır ve göstergelerinin okunmaları kolay değildir. Böylelikle birçok uygulamalarda sıcaklık göstergeleri tercih edilirler. En yaygın tip sıcaklık göstergelerinde akışkan doldurulmuş bir kuyruk basınç göstergesine bağlanır ve basınç-sıcaklık ilişkisi ile kalibre edilir. Sıcaklıkla akışkanın buhar basınç artar ve bu etki göstergesi hareketi geçirir.

Alternatif olarak, voltmetre ile kalibre edilmiş bir termokupl da kullanılabilir. Termokupl bir borunun dışına bağlanabilir ve uzak bir konumdan okuma yapılabilir, fakat termokupl ve elektrik ölçer sıcaklık göstergesi kadar kuvvetli değildir ve çok eğimli endüstriye uygulamalarda zarar görürler.

Seviye

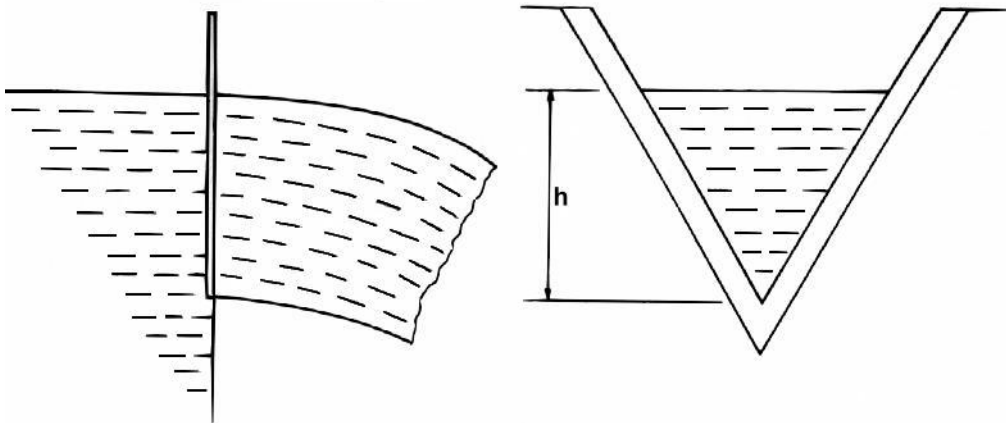
Bir tanktaki sıvı seviyesi şayet tank açaksa alt ve üst deliklere bağlanan bir cam borudan doğrudan gözlenebilir. Alternatif olarak saydam bir boru tanktan dışarı uzatılarak sıvı seviyesini gösterebilir veya seviye çubuğa bağlanarak periyodik olarak çubuk çıkarılıp kontrol edilerek seviye okunabilir.

Yukarıdaki yöntemler pratik olmadığından bir “seviye göstergesi” kullanılabilir. Tank atmosferik basınçta ise en basit seviye göstergesi olarak tanktan altına basınç göstergesi bağlanabilir. Gösterge basınçtan ziyade “seviye” veya “derinliğe” göre kalibre edilir. Şayet tank basınçlı ise bu yöntem tank basıncındaki değişimlerden hatalı olarak etkilenecektir. Bu durumda bir şamandıralı valf kullanılır ve bu valf seviye değişimlerini elektriksel olarak dönüştürsün diye bir reostaya bağlanır ve bu direnç değişimi tanktaki seviye değişimine uygun olarak kalibre edilir ve denetlenir.

Akış Debisi

Sıvı akış debisini ölçmek için birçok cihaz mevcuttur. Bunlardan biri deplasmanmetre olup (evsel su veya gaz gibi) akan akışkanın hacmini kaydeder. Şayet okumalar bilinen bir zaman aralığında alınırsa ortalama akış debisi hesaplanabilir.

Basit ve etkili bir cihaz, Şekil 10.9’da gösterildiği gibi açık bir kanaldaki akış debisini ölçmemize yarayan “*Ve çentiği*” veya “*dikdörtgen çentik*” tir.



Şekil 10.9 Ve çentiği

Çentiğin sıvı yüksekliği akış debisine orantılıdır ve çentik h sıvı yüksekliği akış debisine orantılıdır ve çentik böylece akış debisiyle doğrudan kalibre edilebilir.

Muhtemelen çok yaygın akış debisi ölçer cihaz “rotametre” dir ki o yukarı doğru konik olarak genişleyen şamandıralı bir cam tip olup Şekil 10.10’da gösterilmiştir. Şamandıranın yüksekliği akış debisine bağlıdır ve böylelikle şamandıranın konumu doğrudan okunabilir.

Rotametreler hem gazlar hem de sıvılar için kullanılmasına rağmen sadece verilen bir akışkan durumu için hassas olarak kalibre edildiğinden farklı akışkanlar ve basıncı-sıcaklığı verilen sınırların dışına çıkan akışkanlar için kullanılamazlar.

İklimlendirme çalışmalarında bir kanaldaki veya bir menfezdeki hava akış debisi için genellikle pervaneli anamometre ile ölçülür. Bu cihaz basit bir pervanenin bir devir sayacına bağlanmış şeklindedir. Verilen bir zaman periyodunda okunan devir sayısı ortalama hızı verir böylece debi hesaplanabilir. Kanal veya menfezdeki hız dağılımı merkezden dışarı doğru değiştiğinden ortalama hızı ve debiyi alabilmek için çapraz ölçüm yapılır.



Şekil 10.10 Rotametre

10.8 PİTOT TÜPÜ

Sıvı veya gazlarda hız ölçümü için en basit ve kullanışlı bir cihaz pitot tüpüdür. Pitot tüpü bir kanal veya borudaki akış halinde kullanılabildiği gibi sıvının sabit olduğu üzerindeki nesnenin hareketli olduğu durumlarda da kullanılabilir (bir bot veya airkraft üzerinde). Pitot tüpü ölçümleri borunun konumuna bağlı olarak göreceli hız ölçer ve şayet bir kesitteki hız değişiyorsa (boru veya kanaldaki gibi) ortalama hızı almak için çapraz ölçüm gerekir.

Pitot tüpünün çalışma prensibi Şekil 10.11 yardımıyla anlaşılabilir.

İçteki boru akışkanının yoluna doğrudan bakar, dıştaki boru ise akış yönüne dik olan deliklere sahiptir. Dıştaki boru böylelikle sadece statik basıncı hisseder, içteki boru ise hem statik hem de hız basıncını hisseder. Statik ve dinamik basınç kolları arasındaki fark akışkanın hız basıncına eşittir.

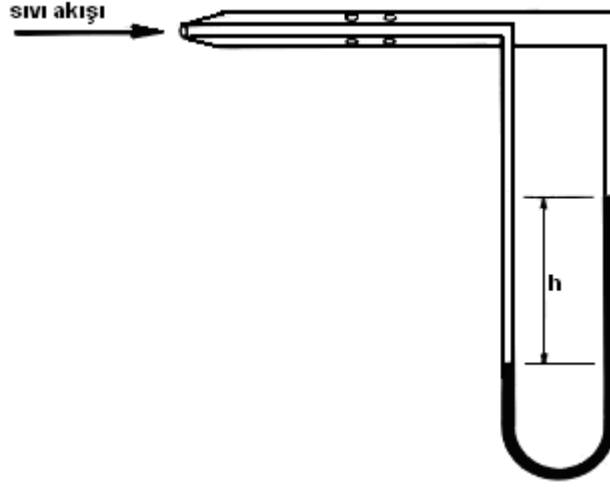
$$h_p = \frac{u^2}{2g} \text{ veya } u = \sqrt{2gh_p}$$

İdeal şartlardaki bir delikten akan serbest akıştaki olduğu gibi Toriçelli eşitliğinin (8.2) aynı biçimine sahiptir.

Kesin olabilmesi için, hız katsayısı (C_u) eklenmelidir:

$$u = C_u \sqrt{2gh_p} \quad (10.1)$$

Pratikte C_u aksi geçerli olmadıkça 1'e eşit alınır. Fark basınç yüksekliğinin h_p metre biriminde olması gerekir.



Şekil 10.11 Pitot tüpü

$$h_p = \frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g}$$

Burada $P_1 - P_2 = (\rho \cdot g) h_p$ basınç farkını verir.

Örnek 10.1

Bir pitot tüpü 36 km/h hızla denizde ($BY=1,08$) seyahat etmektedir. Hız katsayısı 0,96 olması durumunda deniz yüzeyindeki dinamik basıncı hesaplayınız.

Cözüm:

$$36 \text{ km/h} = \frac{36 \cdot 10^3}{60 \cdot 60} = 10 \text{ m/s}$$

10.1 eşitliği en

$$u = Cu \sqrt{2gh_p}$$

$$\text{ve } h_p = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \text{ (basınç yüksekliği)}$$

fakat $p_2 = 0$ (deniz yüzeyinde statik kod)

$$u = Cu \sqrt{\frac{2P_1}{g}}$$

$$10 = 0,96 \sqrt{\frac{2P_1}{1080}}$$

$$p_1 = 58,6 \text{ kPa}$$

Örnek 10.2

Şekil 10.1'deki gibi bir pitot tüpü bir yağ (BY=0,8) borusunun merkezine yerleştirilmiştir. Kollar arasındaki seviye farkı cıvalı manometrede 76mm gösteriliyorsa hız katsayısı 0,97 olması halinde boru merkezindeki hızı hesaplayınız.

Cözüm:

$$h = 76 \text{ mm} = 0,076 \text{ m (yağ)}$$

$$h_p = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \text{ ve 3.1'den } P_1 - P_2 = (\rho_i - \rho)gh$$

$$h_p = \left(\frac{\rho_i}{\rho} - 1 \right) h$$

$$h_p = \left(\frac{13,6 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 10^3} - 1 \right) \cdot 0,076$$

$$h_p = 1,216 \text{ m}$$

$$u = Cu \sqrt{2gh_p}$$

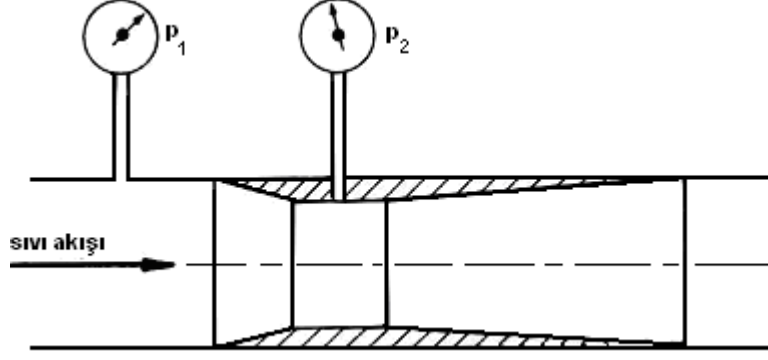
$$u = 0,97 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,216}$$

$$u = 4,74 \text{ m/s}$$

10.9 VENTURİ VE ORİFİSMETRELER

Akışkan debisinin ölçümünde yaygın bir yöntem venturi tüpü veya orifis gibi akışkan kısıtlayarak akış hattı girişindeki ve boğazdaki basınç farkı ölçülür. Bu basınç farkı akış debisini hesaplamakta kullanılır.

Venturi borusu Bölüm 8.4'te incelenmişti ve Şekil 8.2'de gösterilmişti. Venturi girişindeki ve boğazındaki basınç farklarını Şekil 10.12'deki gibi basınç göstergeleri veya diferansiyel manometre yardımıyla okumak gerekir.



Şekil 10.12 Venturimetre

Orifismetre, venturimetre ile aynı prensiple çalışır ve venturi tüpü yerine sıvı akışını kısıtlamak için delikli bir levha kullanır. Bunun avantajı deliğin çapının çabuk ve kolayca değiştirebilmelidir, fakat dezavantajı venturi tüpüne göre basınç kayıplarının fazla olmasıdır.

Her iki cihazın teorisi benzerdir ve Bernoulli eşitliği ve süreklilik denkleminin uygulanmasını gerektirir. Yataydaki akış durumunun ideal olduğunu farz ederek;

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \text{ (Bernoulli eşitliği, } h_1 = h_2 \text{)}$$

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{\rho g} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = h_p \text{ (Basınç farkı yüksekliği)}$$

$$u_2^2 = 2gh_p + u_1^2$$

Süreklilikten;

$$u_1 A_1 = u_2 A_2$$

$$u_1 = u_2 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)$$

Yerine konursa;

$$u_2^2 = 2gh_p + u_2^2 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2$$

$$u_2^2 \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right) = 2gh_p$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2gh_p}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}}$$

Debi;

$\dot{V} = u_1 A_1 = u_2 A_2$ olduğundan şunu yazabiliriz;

$$\dot{V} = A_2 \sqrt{\frac{2gh_p}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}}$$

Bu ideal debidir. Gerçek debiyi bulmak için bu değere debi katsayısı eklemek gereken, böylelikle debi şu şekilde hesaplanabilir;

$$\dot{V} = C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2gh_p}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \quad (10.2)$$

Yine pitot tüpünde olduğu gibi h_p akışkan akışındaki metre cinsinden basınç yüksekliğidir.

Bu şekilde;

$$h_p = \frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} \text{ ve diferansiyel manometre kullanılıyorsa;}$$

$$P_1 - P_2 = (\rho_i - \rho)gh$$

10.2. eşitliği hem venturimetrelere ve hem de orifismetrelere uygulanır. Venturimetrede debi katsayısı akış debisine bağlı olarak artar ve 0,8 ilâ 0,98 değişir. Orifismetrede ise onun en yüksek artış noktası düşük debide 0,94 olur ve akış debisi arttıkça 0,6'ya kadar düşer. Bu yüksek hızlarda orifismetredeki basınç kayıplarının daha yüksek olduğunu gösterir (özellikle yüksek hızlarda).

10.2. eşitliğini pratik bir duruma uygulayabilmek için bundan dolayı bir iterasyon (yaklaşım) prosedürü ile C_d hesaplanmalı, 10.2.'de debiyi bulmak için kullanılmalıdır. Sonra yeni C_d değeri için kalibrasyon eğrisi kullanılmalıdır. Bu prosedür \dot{V} 'nin başarılı sonuçlarına ulaşmaya kadar istenen hassasiyet derecesi çok fazla değiştirilmeden tekrarlanır.

Bu kitapta problem çözmek amaçlandığından C_d değeri verilmiştir.

Örnek 10.3

Delik çapı 75 mm olan orifisetre 150 mm çapındaki bir boru hattına tesis edilmiştir. Su aktığında orifismetreye bağlanan bir diferansiyel sıvı manometrede 160 mm yükseklik farkı okunmaktadır. Debi katsayısı 0,8 alınması halinde akış debisini hesaplayınız.

Cözüm:

$$h_p = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \text{ ve } P_1 - P_2 = \left(\frac{\rho_i}{g} - 1 \right) gh$$

$$h_p = \left(\frac{\rho_i}{g} - 1 \right) h$$

Bu durumda;

$$\rho_i = 13,6 \cdot 10^3 \text{ kg / m}^3 \text{ (civ)}$$

$$\rho = 10^3 \text{ kg / m}^3 \text{ (su)}$$

$$h_p = (13,6 - 1) \cdot 0,160 = 2,016 \text{ m}$$

$$\text{Ayrılır } \frac{A_2}{A_1} = \frac{1}{4} \text{ (} \varnothing_2 = \frac{1}{2} \varnothing_1 \text{ olduğluğu)}$$

10.2. eşşitliğsi kullanaluv ;

$$\dot{V} = C_u \cdot A_2 \sqrt{\frac{2gh_p}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \text{ yerine konulursa,}$$

$$\dot{V} = 0,8 \cdot \pi \cdot \frac{0,075^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 2,016}{1 - \left(\frac{1}{4} \right)^2}} \text{ (m}^3 \text{ / s)}$$

$$\dot{V} = 23 \text{ L / s}$$

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

10.1 Bir akışkanın iletiminde dairesel kesitin avantajlarını sıralayınız. Ayrıca dairesel kesit dışındakilerden avantajlarına örnekler verin ve sizin nedenlerinizi açıklayınız.

10.2 Herhangi bir akışkan tesisatında kullanılacak boru tipinin seçiminde dikkat edilmesi gereken faktörleri sıralayınız.

10.3 Çelik boruların bağlantı yöntemlerine üç örnek gösteriniz ve her bir yöntemin bağıl avantaj ve dezavantajlarını açıklayınız.

10.4 Aşağıdaki vanaların basit bir şemasını çizin ve avantaj ve dezavantajlarını gösteriniz.

- a) Sürgülü vana b) Stop vana c) İğneli vana
d) Diyaframlı vana e) Küresel vana f) Kelebek vana

10.5 Özel bir akışkan tesisatında kullanılacak vana tipinin seçilmesinde göz önünde bulundurulacak faktörleri gösteriniz.

10.6 Bir Burdon tüpü şemasını çizin ve çalışma yöntemini açıklayınız.

10.7 Özel bir akışkan tesisatında kullanılacak gösterge tipinin seçilmesinde gaz önüne alınacak faktörler nelerdir? Ayrıca bir basınç göstergesinin bir boru hattına doğru bağlantısını basit bir çizimle gösteriniz.

10.8 Bir boruda akmakta olan akışkanın sıcaklığını ölçmek için üç yöntem tanımlayınız. Herbir yöntemin bağıl olarak avantaj ve dezavantajlarını gösteriniz.

10.9 Bir diferansiyel manometre ile bağlanmış bir pitot tüpünün basit bir şemasını çiziniz. Cihazın çalışmasını, hangi durumlarda kullanıldığını ve onun avantaj ve dezavantajlarını tanımlayınız.

10.10 Bir pitot tüpü bir göl suyu üzerinde 42 km/h hızla ilerlemektedir. Hız katsayısı 0,95 olması durumunda kollar arasındaki dinamik basıncı hesaplayınız.

75,4 kPa

10.11 Bir pitot tüpü kullanılan su hız ölçümünde bağlanan diferansiyel manometre 46mm göstermektedir. Hız katsayısını 0,97 kabul ederek su hızını hesaplayınız. Cıvanın bağıl yoğunluğu (kullanılan gösterge sıvısı) 13,6'dır.

3,27 m/s

10.12 Bir kanalının merkezine hava hızını ölçmek üzere pitot tüpü bağlanmıştır ve diferansiyel sulu manometreden 15 mm okunmaktadır. Hız katsayısını 0,95, hava yoğunluğunu $1,25 \text{ kg/m}^3$ kabul ederek hava hızını hesaplayınız. Şayet kamalık kesiti 400mmx400mm olsaydı ve en büyük hız ortalama hızın 1,25 katı olsaydı kanaldan geçen hacimsel ve kütleli debiyi hesaplayınız.

1,46 m/s ; 1,86 m³/s ; 2,33 kg/s

10.13 Bir venturimetre ve orifismetrenin çalışmasını çizimlerle açıklayınız. Ayrıca birbirlerinin avantaj ve dezavantajlarını sıralayınız.

10.14 Bir venturimetre 200 mm çapında bir boruya monte edilmiştir ve boğaz çapı 150 mm'dir. Giriş basıncı 250 kPa ve boğaz basıncı 160 kPa, borudan bağıl yoğunluğu 0,8 olan bir yağ akmaktadır. Debi katsayısı 0,92 olması durumunda hacimsel ve kütleli debiyi hesaplayınız.

0,295 m³/s ; 236 kg/s

10.15 Boğaz çapı 200 mm olan bir venturimetre 350 mm çaplı su nakil hattına bağlanmıştır. GML ile boğaz çapı arasına bağlanan cıvalı bir diferansiyel manometre 145 mm göstermektedir. Debi katsayısı 0,85 olması halinde şunları hesaplayınız;

- Akış debisi m³/s
- Giriş basıncı 45 kPa olması halinde boğaz basıncı
- Boğazdaki ortalama hızı
- Borudaki ortalama hızı

a) 0,169 m³/s ; b) 20,1 kPa ; c) 5,38 m/s ; d) 1,76 m/s

SIVI AKIŞ KAYIPLARI

11.1 AKIŞ KAYIPLARININ NEDENLERİ

Enerjinin korunumu prensibi gereğince bir borudaki veya kontrol hacmindeki ideal ve gerçek akışında enerji kayıplarının olmaması gerekir. İdeal bir sıvı akışı halinde enerji dönüşümleri sadece bunlar arasında oluşur;

1. Akış işi (basınç yüksekliği)
2. Kinetik enerji (hız yüksekliği)
3. Potansiyel enerji (potansiyel yükseklik)

Bütün enerji formlarının (biçimleri) hepsi kullanışlı olup kullanışlı bir enerji çıkışına dönüştürülebilir veya sıvı akışında kullanılabilir(basınçlı tanklar içinde).

Gerçek sıvılar olması durumunda, sıvı akışı durumunda moleküller arasında sürtünme oluşur. Bu sürtünme iki ana nedenden dolayı ortaya çıkmaktadır.

1. Akışın akıntı dışı doğası (Bölüm 7.1’de tartışıldı)
2. Sıvı viskozitesi sonucu sıvı sürtünmesi (Bölüm 7.12’de tartışıldı)

Moleküller arasında sıkıntı sonucu gerçek sıvılarda enerjinin dördüncü bir biçimi ortaya çıkar, sıvıların iç enerjisinin transfer olan bir enerji olarak isimlendirilir. Sonuç olarak bu enerji sonucu sıvı ısınır. Bu enerji transferi genellikle denetlenmediğinden “*kayıp*” olarak kabul edilir. Çünkü sıvıdaki sıcaklık artışı çok küçüktür ve hızla yüzeylerden dağılır. Örnek olarak 10m’lik basınç kaybı su sıcaklığında sadece 0,023⁰C yükselmeye yol açar* .

11.2 BASINÇ KAYIPLARININ EN AZA İNDİRİLMESİ

Akış kayıpları faydalı enerjinin kaybı olduğundan, kayıpların en aza indirilmesi çok önemlidir. Buna rağmen borular, bağlantı elemanları ve tesisat üzerindeki akış kayıplarının en aza indirilmesi için oldukça büyük bir masraf yapılması kaçınılmaz olacaktır.

İdeal alanı enerji kayıplarının düşürülmesi ve sıvı akış sisteminin fiyatının arttırılmasıdır. Maksat, birçok durumlarda (hatta büyük tesisatlarda bile) mühendislik tecrübelerine dayanan çok ekonomik sistem tasarım hesaplarına teşebbüs edilmez, geçmiş tecrübelerden yararlanarak pratik kurallardan yararlanır. Bununla birlikte en ekonomik olarak tasarlanan

* Bu durum aşağıdaki işlemlerle görülebilir;

$$\text{Enerji} = m \cdot g \cdot H = m \cdot 9,81 \cdot 10 = m \cdot 9,81 \text{ (J)}$$

$$\text{Sıcaklık artışı} = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$\text{Su için } c_p = 4,19 \text{ kJ/kgk}$$

$$\Delta T = \frac{m \cdot 9,81}{m \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 0,023^0 \text{ C}$$

sistem tasarımına ödenecek harç bir miktar fazla olabilecek iken enerji maliyetinin artması kaçınılmazdır.

Akış kayıpları şu yollarla azaltılabilir:

1. Akış hızını düşürün. Çünkü basma kayıpları katmanlı (laminer) akışta hıza eşit olarak değişirken türbülanslı akışta hızın karesiyle orantılı değişir. Akış hızı bir sistemde hız düşürülerek veya verilen bir debi için boru çapı büyütülerek düşürülür.
2. Sıvının viskozitesinin düşürülmesi. Bu genelde pratik bir uygulama değildir. Ancak fuel-oil gibi viskozitesi çok yüksek olan sıvılarda onları ısıtmak akışkanlıklarını artırır. Diğer bütün durumlarda basınç kayıplarının düşürülmesi ısıtma masraflarından ucuza gelecektir.
3. Girdap ve türbülansların en aza indirilmesi. Bu, boru ve elemanlarında keskin köşelerden, ani kesit değişimlerinden pürüzlü iç yüzeylerden kaçınmak suretiyle dikkatli sistem tasarımıyla sağlanabilir. Buna rağmen, standart boru ve bağlantı elemanlarının kullanılması ekonomik olacaksa bunları basınç kayıplarını en aza indirecek şekilde seçmek gerekir.

11.3 BORULARDA AKIŞ KAYIPLARI

Borularda akış kayıplarını hesaplamak için en kullanışlı formüllerden biri Darcy-Weisbach denklemidir (Darcy eşitliği olarak da bilinir).

$$H_L = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (11.1)$$

Burada;

H_L = basma kaybı (m akışkan akışı)

L = borunun uzunluğu (m)

u = ortalama anma akış hızı (m/s)

g = yer çekim ivmesi (m/s^2)

f = boyutsuz sürtünme faktörü

Örnek 11.1

Uzunluğu 1km, çapı 100mm olan borudan 20 L/s su geçmesi durumunda basma yüksekliği kaybını ve böylece basınç kayıplarını hesaplayınız. Sürtünme faktörü 0,02 kabul edilecektir.

Çözüm:

İlk olarak anma hızı u hesaplanır:

$$u = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,1^2}{4}} = 2,55 \text{ m/s}$$

11.1 formülünde yerine konursa;

$$H_L = 0,02 \cdot \frac{1000}{0,1} \cdot \frac{2,55^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_L = 66,1\text{m}$$

basma yükseklik kaybı bir basınç kaybı olduğundan;

$$H_L = h_p = \frac{P}{\rho g}$$

$$P = \rho \cdot g \cdot H_L$$

$$P = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 66,1 \text{ (Pa)}$$

$$P = 648 \text{ kPa bulunur.}$$

Örnek 11.2

Örnek 11.1’de verilen boru için akış hızlarına karşı basma yüksekliği kayıplarını bir grafik halinde, anma akış hızı 0 ve 5m/s aralığında 1m/s’lik adımlarla çiziniz. Sürtünme kaybını sabit kabul ediniz.

Cözüm:

Darcy eşitliğinden;

$$H_L = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}$$

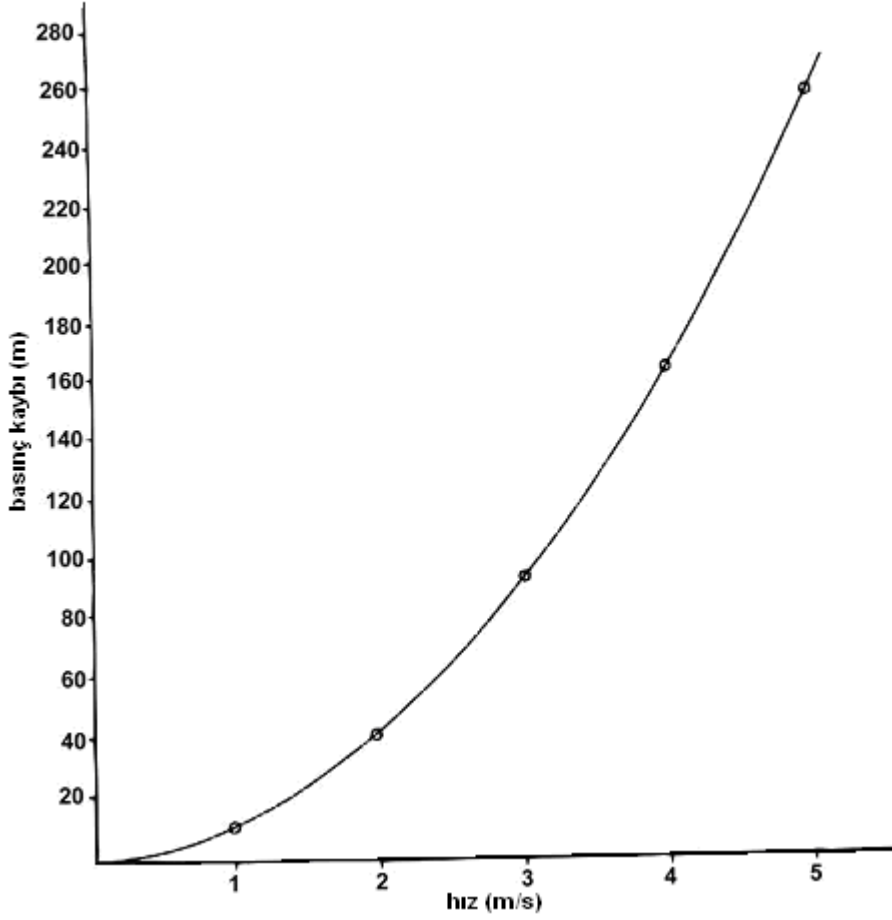
$$H_L = 0,02 \cdot \frac{1000}{0,1} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_L = 10,19u^2$$

Şimdi yukarıdaki formüle hızları koyarak basma kayıplarını hesaplayabiliriz.

u (m/s)	0	1	2	3	4	5
H _L (m)	0	10,2	40,8	91,7	163	255

Bu noktalar Şekil 11.1’de çizilmiştir. Bu elbette bir paraboldür, çünkü sürtünme kaybı sabit kabul edildiğinden, basma kayıpları hızın karesiyle değişir. Böylelikle uzun borularda yüksek akış hızlarından kaçınmak gerektiğini görmekteyiz ve küçük bir hız azalmasında (örnek olarak 5m/s’den 4m/s’ye azalmasında) basma kayıplarında çok önemli bir azalma olmaktadır(255m’den 163m’ye düşer).



Şekil 11.1

11.4 SÜRTÜNME FAKTÖRÜNÜN HESAPLANMASI

Örnek 11.2’de sürtünme faktörü sabit kabul edilmişti. Pratikte buna rağmen sürtünme faktöründeki artış bilinmez ve akış hızları değiştiğinden dolayı sabit kabul edilemez. Sürtünme kaybının bulunması ile ilgili birçok kartlar ve diyagramlar bulunmaktadır. Fakat Şekil 11.2’de gösterilen Moody diyagramı çok geniş kullanıma sahiptir.

Moody diyagramı aslında sürtünme faktörü (sol y ekseninde) ve Reynolds sayısı(x ekseninde)nin logaritmik ölçekte çizimidir. Sağ taraftaki y eksenini şu şekilde tanımlanan bağıl pürüzlülük değeri verir:

$$\text{Bağıl pürüzlülük}(\epsilon_R) = \frac{\text{mutlak pürüzlülük}(\epsilon)}{\text{boru çapı}(d)}$$

Mutlak pürüzlülük yüzeydeki girinti çıkıntılarının ortalama yüksekliğidir ve borunun malzemesine ve üretim yöntemine bağlı olarak değişmektedir. Tipik mutlak pürüzlülük değerleri Moody diyagramı içinde gösterilmiştir. Ekstruzyonla üretilen (demir dışı) borular, cam ve plastik borular çok hassas yüzeye sahiptir ve tamamen sürtünmesiz olarak kabul edilebilir. En düşük sürtünme faktörü (verilen bir Reynolds sayısı ile) en aşağıdaki eğri “pürüzsüz borular”ı göstermektedir.

Reynolds sayısı 2000'in altında ise akış katmanlı (laminer)dır. Katmanlı akışta sürtünme faktörü, pürüzlülükten bağımsız olarak sadece Reynolds sayısına bağlıdır(7.12. kısmına bakın). Bu, diyagramın sol tarafında aşağıya doğru düz bir çizgi olarak gösterilmiştir. Sadece katmanlı akış için;

$$f = 64/Re$$

Bu değer Reynolds sayısı 2000 ile 4000 arasında olduğundan akış kararsız bir bölgededir ve diyagram kullanılamaz.

Reynolds sayısı arttığında akış tedirgin (türbülanslı) olmaya başlar. Diyagramda sağa yatay olarak tamamen türbülanslı bölgeye gelindiğinde, sürtünme faktörü Reynolds sayısından bağımsız hale gelir. Bu bölge diyagramda kesikli çizgiler halinde ayrılmıştır. Sadece bu bölge için sürtünme faktörü hızın değişmesi ile değişmez ve basma kayıpları eğrisi doğru bir parabol olacaktır.

Örnek 11.3

Viskozitesi 0,06 Pa.s olan yağ (BY=0,9), 120mm çapında, 100m uzunluğunda dökme demir bir boru içinden akmaktadır. Basma kayıplarını su hızlar için hesaplayınız.

- a) 1m/s b) 3m/s c) 10m/s

Cözüm:

Moody diyagramından mutlak pürüzlülük $\varepsilon = 0,25\text{mm}$ (dökme demir)

$$\varepsilon_R = \frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,25}{120} = 0,0021$$

- a) $u = 1\text{m/s}$

$$Re = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{1,0 \cdot 12,900}{0,06} = 1800$$

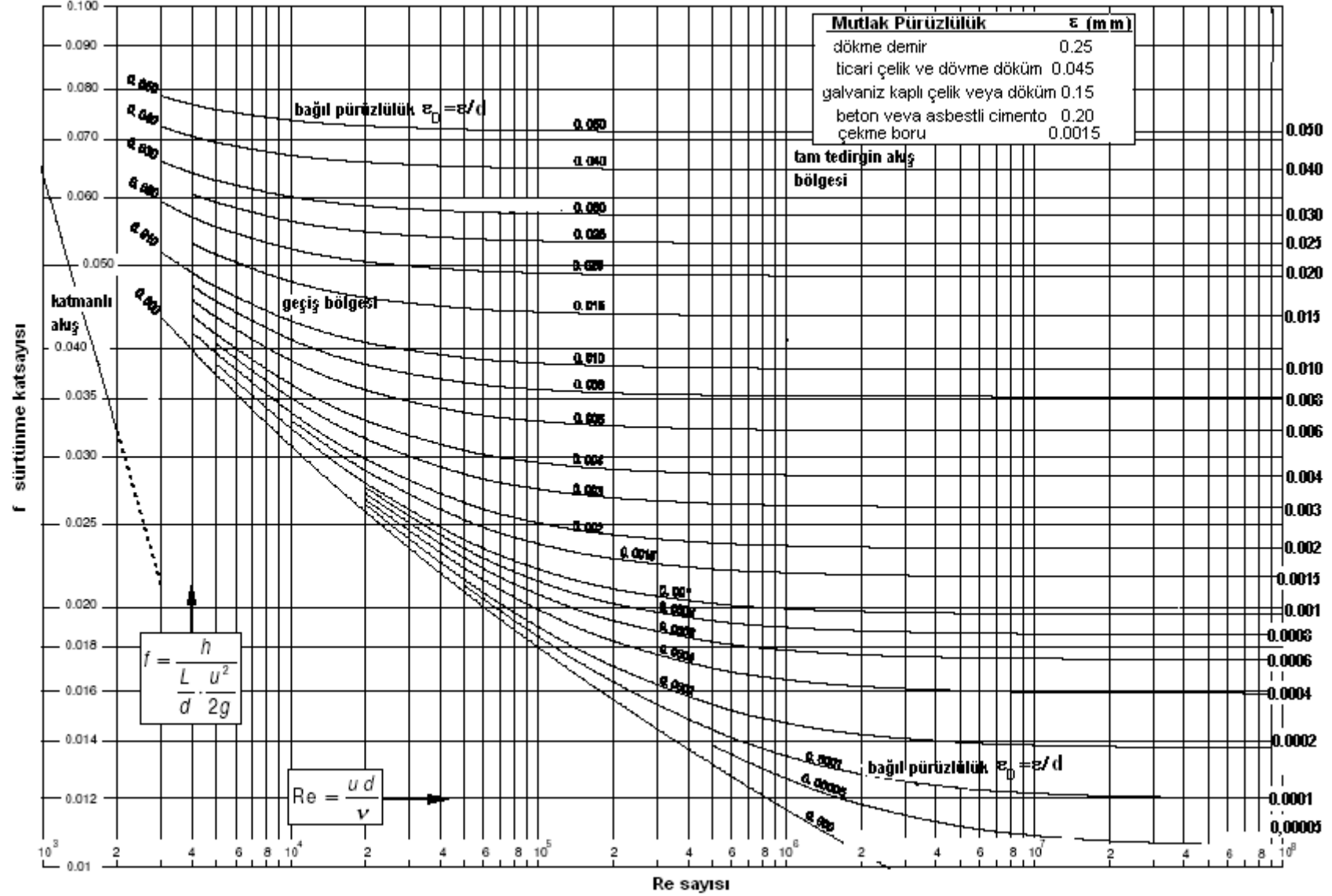
$$\text{Akış katmanlı olduğundan } f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1800} = 0,0356$$

11.1'deki formül kullanılarak;

$$H_L = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}$$

$$H_L = 0,0356 \cdot \frac{100}{0,12} \cdot \frac{1^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_L = 1,51\text{m}$$



Şekil 11.2 Moody diyagramı

b) $u = 3\text{m/s}$

$$Re = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{3,0 \cdot 12,900}{0,06}$$

$$Re = 5400$$

Moody diyagramı kullanılarak $Re = 5400$ ve bağıl pürüzlülük = 0,0021 için $f = 0,0395$ bulunur.

11.1 formülünde yerine konulursa;

$$H_L = 0,0395 \cdot \frac{100}{0,12} \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_L = 15,1\text{m}$$

c) $u=10\text{m/s}$

$$Re = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{18,0 \cdot 12,900}{0,06}$$

$$Re = 18 \cdot 10^3$$

Moody diyagramında $Re = 18 \cdot 10^3$ ve bağıl pürüzlülük = 0,0021 için $f = 0,031$ bulunur.

11.1 formülünde yerine konulursa;

$$H_L = 0,031 \cdot \frac{100}{0,12} \cdot \frac{10^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_L = 132\text{m}$$

Bu basma kayıpları elbette çok yüksek olduğundan pratik değildir. $P = \rho \cdot g \cdot h_p$ olduğundan boru boyunca basınç düşmesi $900 \cdot 9,81 \cdot 132 = 1,165 \text{ MPa}$ olacaktır. Bu açık bir durum olduğundan mühendisler basma kayıplarını düşürmek için boru çaplarını büyütürken akış hızlarını düşürmelidirler. Ayrıca dökme demir yerine daha pürüzsüz yüzeye sahip çelik boru veya çekme demir boru kullanılarak basma kayıplarını azaltabilirler.

11.5 BAĞLANTI ELEMANLARINDAKİ BASMA KAYIPLARI

Bağlantı elemanlarındaki basma kayıpları sıklıkla “*ikincil kayıplar*” olarak adlandırılırsa da yanlış kullanım olduğunda bağlantı elemanlarından kaynaklanan basma kayıpları boruların kendisinden kaynaklanan kayıpları geçebilir.

Bağlantı elemanlarındaki kayıpların hesaplanmasında çeşitli yöntemler kullanılabilir, en yaygın ve geniş kullanım “*K faktörü*” yöntemidir. K faktörü 11.2 eşitliğinde tanımlanmaktadır.

$$H_L = K \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (11.2)$$

Burada;

H_L = bağlantı elemanlarındaki basma kayıpları (m akışkan akışı)

u = ortalama veya anma akış hızı (m/s)

g = yer çekim ivmesi (m/s^2)

K = boyutsuz bağlantı kayıp faktörü

K değerinin bulunması için birçok tablo ve diyagramlar elde edilebilir ki o pratikte şunlara bağlıdır:

1. Bağlantı elemanının malzemesi ve üretim yöntemi
2. Bağlantı elemanının boyutu
3. Akışkanın doğası (durumu) (karakteri)

Buna rağmen K faktörünün hesabında yüksek hassasiyet gerektirmeyen durumlar için Tablo 11.1'deki ortalama değerleri birçok durumlarda kullanılabilir.

Notlar:

1. Ani duraklama ve genişlemelerde K faktörü giriş A_1 yüzeyi ile çıkış A_2 yüzeyi oranına bağlıdır. Ani genişleme durumunda Tablo 11.1 K faktörünü belirlemek için basit bir formül verilmiştir. Ani daralma durumunda aynı formül kullanılmaz ve K değeri tablodan uygun olan oranına göre seçilir.
2. Şayet bir boru tank veya depoya bağlanıyorsa, A_1/A_2 oranı sıfır alınabilir. Bundan dolayı $K=1$ alınır. Bir tank veya depodan bir boruya girişte A_2/A_1 oranı sıfır alınabilir, böylece $K=0,5$ alınır.
3. Yavaş daralmalar için, gittikçe incelen veya iyi yuvarlatılmış geçişlerde basma kaybı ihmal edilebilir. Kademeli genişlemelerde K faktörü duvarın eğimine bağlıdır. Şayet açı 50° 'yi aşarsa etkisi ani genişleme gibi olur ve $K=1$ alınabilir. Şayet açı çok keskin ise ve 10° 'nin altında ise basma kayıpları ihmal edilebilir ve $K = 0$ alınabilir.
4. Vana için K faktörü (ve ayrıca basma kaybı) valfin açılma oranına bağlıdır. Valf tamamen kapalı olduğunda K faktörü sonsuz olduğunda valfle tamamen basma kaybı vardır (akış olmaz). Tam akış olan bir sistemde valf norma olarak tamamen açıktır. Buna rağmen, tasarım mühendisleri valfleri seçerken ayar emniyeti sağlamak üzere $\frac{1}{2}$ veya $\frac{3}{4}$ açık olarak dikkate alırlar. Bazı durumlarda kısma kontrolün önemli bir parçasıdır, sıvı akış sistemini tasarlarken düşük bir kısma gerekebilir.
5. Sabit boru çaplarında uygun boyutlu bağlantı elemanları kullanılabilir. u hızı bütün bağlantı elemanlarında sabit kabul edilir. Böylece toplam K faktörü bütün bağlantı elemanlarının K değerlerinin toplamı olarak alınabilir. Bu durum Örnek 11.4'te açıklanmaktadır.

TABLO 11.1 Bağlantı elemanları için tipik K faktörleri

BAĞLANTI ELEMANI	K FAKTÖRÜ
U dönüşü (kapalı)	2.2
Standart 45 ⁰ dirsek	0.4
Standart 90 ⁰ dirsek	0.9
Uzun radyuslü (geniş) 90 ⁰ dirsek	0.6
Dişli birleştirme (ünyon)	0.05
T (akış hat boyunca)	0.4
T (akış yan taraftan)	1.8
Ani genişleme	$(1-A_1/A_2)^2$
Ani daralma (A ₂ /A ₁)	0
	0.1
	0.3
	0.5
	0.7
	0.9
Yavaş daralma	İhmal edilebilir
Yavaş genişleme, açıya bağlı	>50 ⁰
	40 ⁰
	30 ⁰
	20 ⁰
	10 ⁰
Sürgülü (şiber) vana, (konumu)	tam açık
	¾ açık
	½ açık
	¼ açık
Stop (diskli) vana, (konumu)	tam açık
	¾ açık
	½ açık
	¼ açık
Klapeli valf, filtreli (mafsallı)	2.0
(kaldırmalı)	10.0
Çek valf (klape), (mafsallı)	2.5
(bilyalı)	4.0
(kaldırmalı)	15.0

Örnek 11.4

Bir sistemde su 60m yükseğe 100mm çaplı galvanizli çelik boru ile pompalanmakta ve aşağıdaki bağlantı elemanları bulunmaktadır:

- 1 adet klapeli valf ve pislik tutucu
- 4 adet standart 90⁰ dirsek
- 4 adet dişli ünyon
- 2 adet kapama valfi
- 1 adet ani genişleme (basınçlı tanka)

Kapama valfi yarım açık konumda iken 20 L/s debide sistemdeki basma kayıplarını hesaplayınız. Suyun viskozitesini $0,9 \cdot 10^{-3}$ Pa.s kabul edin.

Cözüm:

İlk olarak u hızı hesaplanır.

$$u = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,1^2}{4}} = 2,55 \text{ m/s}$$

Böylece Reynoldssayısı hesaplanabilir,

$$Re = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{2,55 \cdot 0,1 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 10^{-3}} = 2,83 \cdot 10^5$$

Boru Moody diyagramında (şekil 11.2) $\epsilon_{(\text{galvanizli döküm})} = 0,15 \text{ mm}$ alınır. Böylece bağlı pürüzlülük $\epsilon = 0,15/100 = 0,0015$

Diyagramdan; $f = 0,0225$

11.1'deki Darcy formülü kullanılarak;

$$H_L = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}$$

$$H_L = 0,0225 \cdot \frac{60}{0,1} \cdot \frac{2,55^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_L = 4,47 \text{ m}$$

Bağlantı Elemanları

Tablo 11.1 kullanılarak;

Bağlantı	Sayısı	K Faktörü	Toplam K Faktörü
Dip vanası	1	2,0	2,0
Dirsek	4	0,9	3,6
Ünyon	4	0,05	0,2
Sürgülü vana	1 açık 1 yarım açık	5,0 1,0	5,0 1,0
Genişleme	1	1,0	1,0
Toplam			12,0

11.2 formülü kullanarak;

$$H_L = K \cdot \frac{u^2}{2g}$$

$$H_L = 12 \cdot \frac{2,55^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_L = 3,98 \text{ m}$$

Sistemdeki toplam basma kayıpları, borulardaki ve bağlantı elemanlarındaki basma kayıplarının toplamıdır.

$$H_{(\text{toplam})} = 4,47 + 3,98 = 8,45\text{m}$$

11.6 EŞDEĞER UZUNLUK (L_e)

Bir bağlantı elemanın eşdeğer uzunluğu, aynı basma kaybını veren düz boru uzunluğu olarak tanımlanır ve sıkça kullanılır.

$$f \frac{\ell_e}{d} \cdot \frac{u^2}{2g} = K \frac{u^2}{2g}$$

$$\ell_e = K \frac{d}{f} \quad (11.3)$$

Örnek 11.5

100mm çaplı tamamen açık ve küresel vananın eşdeğer uzunluğunu bulunuz.

Cözüm:

Tablo 11.1'den $K = 10$, 11.3 eşitliği kullanılarak;

$$\ell_e = k \frac{d}{f} = \frac{10 \cdot 0,1}{0,02} = 50\text{m}$$

Örnek 11.6

Örnek 11.4'ü eşdeğer uzunluğu kullanarak çözünüz.

Cözüm:

$$K = 12, f = 0,0225, d = 0,1\text{m}$$

$$\ell_e = \frac{12 \cdot 0,1}{0,0225} = 53,3\text{m}$$

$$\ell(\text{toplam}) = 60 + 53,3 = 113,3\text{m}$$

$$H_L = f \frac{\ell}{d} \frac{u^2}{2g}$$

$$H_L = 0,0225 \cdot \frac{113,3}{0,1} \cdot \frac{2,55^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_L = 8,45\text{m (daha önce bulunmuştu)}$$

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

11.1 40m uzunluğunda, 50mm çapındaki borudan 8 L/s debide sıvı (BY=0,82) akması durumunda basma kayıplarını belirleyiniz. Sürtünme faktörü 0,03 alınabilir. Şayet boru yatay ise girişteki basınç 200 kPa olması durumunda çıkış basıncını bulunuz.

$$20,3\text{m} ; 36,7 \text{ kPa}$$

11.2 30mm çapından ve 20m uzunluğundaki galvanizli bir çelik borudan (dinamik viskozitesi $0,9 \cdot 10^{-3}$ Pa.s) 3m/s'de su taşınmaktadır. Aşağıdakileri hesaplayınız.

- Sürtünme faktörü
- Basma kayıpları
- Basınç düşmesi

a) 0,031 ; b) 9,48m ; c) 93 kPa

11.3 Problem 11.2'deki hızı 1,5m/s'ye düşürerek hesaplamaları tekrarlayınız.

a) 0,0325 ; b) 2,48m ; c) 24,4 kPa

11.4 Çapı 100mm olan bir çelik boru içinden 10 L/s debide, bağıl yoğunluğu 0,9, kinematik viskozitesi $75 \cdot 10^{-6}$ m²/s olan yağ akmaktadır. Aşağıdakileri hesaplayınız.

- Sürtünme faktörü
- Her metre uzunluk için basma kaybı
- Her metre uzunluk için basınç düşmesi

a) 0,038 ; b) 0,031m ; c) 0,275 kPa

11.5 Problem 11.4'teki hesaplamaları akış debisini 30 L/s'ye yükselterek tekrarlayınız.

a) 0,038 ; b) 0,283m ; c) 2,5 kPa

11.6 Bir besleme pompası 750mm çaplı borudan 500 kPa basınçta 1m³/s debide su basmaktadır. Borudaki pürüzlülük hesaplandıktan yıllar sonra 1,5mm olarak ölçülmüştür. Ana hattaki basıncın 200 kPa'nın altına düşmemesi istenirse gerekli pompalama gücünü ve yer seviyesinde pompalama istasyonu mesafesini hesaplayınız. Suyun maksimum viskozitesi $1,5 \cdot 10^{-6}$ m²/s alınabilir.

300 kw ; 3,69 km

11.7 50mm çaplı bir boru hattı aşağıdaki bağlantı elemanlarına sahiptir:

- 1 adet ani daralma (tanktan)
- 1 adet bilyalı çek valf
- 1 çaplı küresel vana (açık)
- 4 adet standart 90° dirsek
- 10 adet ünyon birleştirme
- 1 adet ani genişleme (tanka)

Bu bağlantı elemanlarındaki basma kayıplarını 5 L/s debiye göre hesaplayınız.

6,48m

11.8 Problem 11.7'de verilen bağlantı elemanları için $f = 0,02$ kullanarak eşdeğer uzunluğu bulunuz.

49m

11.9 11.7 no'lu problemdeki boru hattı 65m uzunluğu sahip çekme borudan yapılsaydı verilen akış debisi için sistemin sürtünme faktörü ve toplam basma kaybı ne olurdu? Pompalanan sıvının kinematik viskozitesi $0,9 \cdot 10^{-6}$ m²/s'dir.

0,017 ; 13,8m

11.10 Bir ısı değiştirici 12m uzunluğunda 20mm çaplı ekstrüzyon ile üretilen üretilmiş olup, 10 adet u borusu ve 2 standart dirsek ile seri olarak bağlanmıştır. Isı değiştiriciden 1,2 L/s debide yağ akması (BY=0,9; viskozitesi 12 cp) durumunda ısı değiştiricideki basma kayıplarını hesaplayınız.

Ayrıca ısı değiştiricideki toplam K faktörünü bulunuz.

33,8m ; 45,4

11.11 150mm çaplı, 100m uzunluktaki elik borudan 26,5 L/s debide kerosen (BY=0,78; dinamik viskozitesi 2 cp) pompalanmaktadır. Sistem 2 sürgülü vana (açık), 1 ani giriş, 1 ani çıkış, 3 dirsek, 5 ünyon birleştirme ve salıncaklı ek valften oluşmaktadır. Aşağıdakileri hesaplayınız.

- Borudaki sürtünme faktörü
- Bağlantı elemanlarının eşdeğer boru uzunluğu
- Toplam basma kaybı
- Kayıplardan oluşan basınç düşmeleri
- Kayıplardan oluşan akışkan gücü kaybı

a) 0,02 ; b) 55,1 ; c) 2,37m ; d) 18,1 kPa ; e) 480 W

11.12 apı 50mm, uzunluğu 30m olan plastik boru 2,5m/s hızda su taşımaktadır. Redüksiyon kısmı ile 20m boyunda 40mm çaplı plastik boru bağlanmaktadır. Aşağıdakileri hesaplayınız (suyun dinamik viskozitesini $0,9 \cdot 10^{-3}$ Pa.s alın).

- 50mm çaplı kısımdaki basma kaybını
- 40mm çaplı kısımdaki basma kaybını
- Toplam basma kaybını (ani girişi, çıkış ve daralmayı ihmal ediniz)

a) 3,17m ; b) 6,22m ; c) 10,4m

POMPALARA GİRİŞ

12.1 AKIŞKAN MAKİNELERİ (TURBO MAKİNELER)

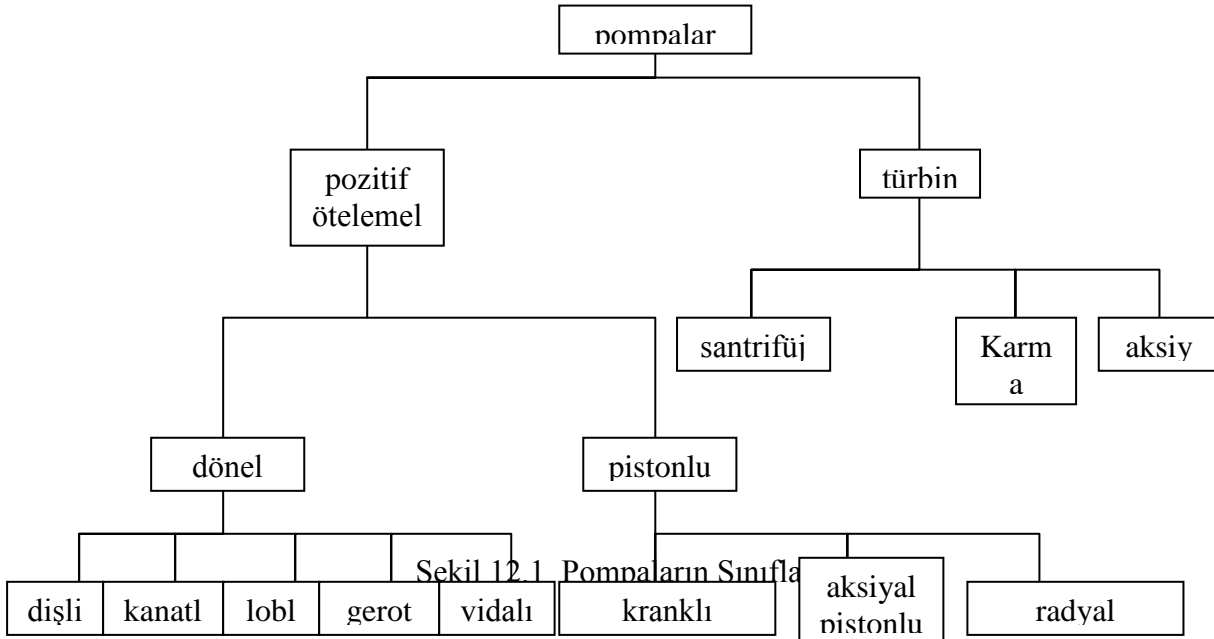
Akışkan makineleri, pompalar ve türbinler olarak iki ana gruba ayrılmaktadır. Pompa mekanik enerjiyi akışkan (hidrolik) enerjiye çeviren bir cihaz olarak tanımlanabilir. Türbin ise tersidir, hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürür. Endüstride, pompalar türbinlerden daha yaygındır. Bununla birlikte pompaların temel prensipleri türbinler için de uygulanabilir. Gerçekte enerjinin kesilmesi ve suyun ters akmasına müsaade edilmesiyle pompalar türbin olarak kullanılabilir.

Endüstriyel pompalar için mekanik güç kaynağı genellikle dönen bir milden alınır ve bir kavrama ile hareket verici ile milin bağlantısını sağlar. İlk hareket verici genellikle bir elektrik motoru olmakla beraber dönen mil hareketi çıkışı veren diğer makineler de olabilir. Kullanılan diğer güç kaynakları, dizel veya benzinli motorları ve güneş motorlarını kapsamaktadır (rüzgar türbinleri).

12.2 POMPALARIN SINIFLANDIRILMASI

Pompalar iki ayrı grupta sınıflandırılabilir:

1. Pozitif ötelemeli pompalar
2. Rotodinamik (türbinli) pompalar



Şekil 12.1 Pompaların Sınıflandırılması

En yaygın anlayışa göre pompalar herhangi bir akışkan için kullanılabilir. Bununla birlikte pratikte pompa terimi sıkıştırılabilen akışkanlar (sıvı) ile ilgilidir. Akışkan bir gaz olduğundan pompa “fan” veya “üfleyici” (şayet basınç biraz yüksek ise) veya bir “kompresör” (basınç önemli ölçüde yükseliyorsa) olarak bilinir. Ancak bu kuralın dışına çıkıldığı durumlarda vardır. Örnek olarak bisiklet için veya otomobil lastiği için “pompa” ve “pompalama” tabirleri kullanılır. Burada bir gaz yeterince sıkıştırıldığında “pompa” terini hala kullanılmaktadır. Örnek olarak vakum kompresörlerine “pompa” denmektedir.

12.3 POZİTİF ÖTELEMELİ POMPALAR

Bütün pozitif ötelemeli pompalar; belli bir akışkanı girişten itibaren fiziki olarak çıkış tarafına yani yüksek basınca taşınması prensibine göre çalışırlar. Çünkü pompa odacığına hapsedilen sıvı, çıkış basıncına bağlı olmaksızın milin her devri için çıkışa atılır. Pratikte iç kayıplar (sıvının çıkıştan girişe dönmesi) çıkış basıncının artmasıyla artar, böylelikle akış debisinde bir azalma oluşur.

Pozitif öteleme işleminde bu pompaların debisi mil hızına bağlı olmasından dolayı, sıklıkla debi kontrolü için en iyi metot değişken hızlı bir motor kullanmaktır. Buna rağmen bazı durumlarda bir piston strokunun değişmesi gibi pompanın debisini değişkenliği kendi tasarımından kaynaklanır. Pozitif ötelemeli pompaların debisi basma hattını kapatılarak kontrol edilemez, çünkü pompaya veya birinci hareket vericiye(motor) zarar verebilir. Gerçekte, bu durumun önlenmesi için birçok uygulamalarda pompa içine emniyet valfi takılır.

Pozitif ötelemeli pompalar, bağıl olarak küçük pompa boyutunda yüksek basınç farkı sağlayacak kabiliyettedir ve böylelikle en uygun kullanım yerleri yüksek basınç düşük hacim uygulamalarıdır. En büyük avantajları, başlangıçta pompa girişinde sıvı veya buhar olması hazzeden sıvıyı emmesini etkilemez. Bununla birlikte onların imalatları çok hassas toleransla yapıldığından birçok tasarımların aşındırıcı parçacık ihtiva eden sıvılar veya mayiler için uygun değildir.

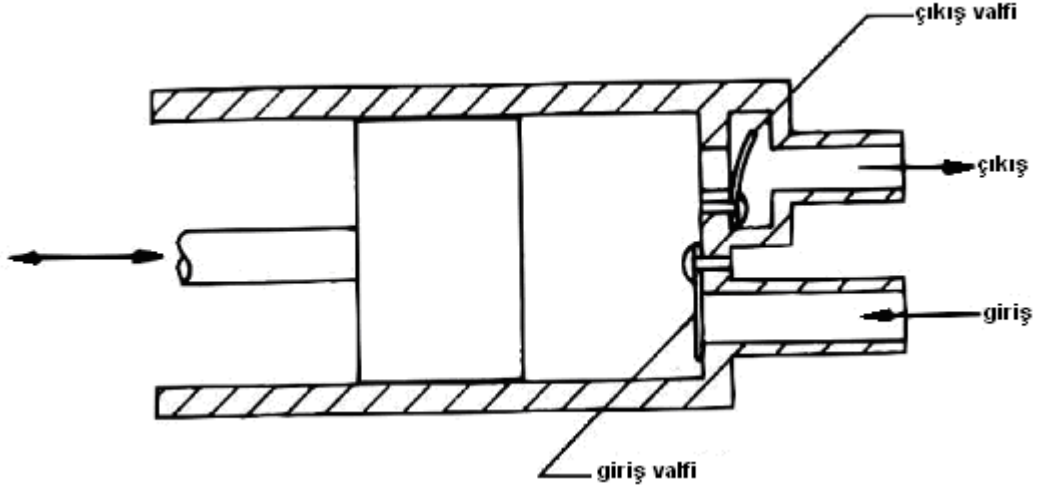
Pozitif ötelemeli pompaların tasarım çeşitleri çok geniş yelpazededir.

Buna rağmen Şekil 1.1’de görüldüğü gibi iki ana gruba ayrılabilir: Pistonlu ve dönele.

12.3.1 PİSTONLU POZİTİF ÖTELEMELİ POMPALAR

Bu pompalar Şekil 12.2 de gösterildiği gibi içinde pistonun git-gel yaptığı bir silindirden oluşur. Bu metodun bir çeşidi de piston yerine kauçuk diyafram kullanılır. Bu tasarım piston ve silindir arasında gerekli olan kayma hareketine göre büyük avantaja sahiptir; bu yöntem aşındırıcı parçacıklar ihtiva eden sıvılar veya mayalar için onları uygun hale getirir. Bununla birlikte diyaframlı pompalar bağıl olarak daha düşük basınçlar için uygundur.

Şekil 12.2 de gösterilen tasarımda, giriş ve çıkış hatlarına akışkanın silindire giriş ve çıkışını kontrol etmek için supaplar (valfler) takılmıştır. Eksenel ve radyal piston tasarımlarında dönele valfler kullanılır. Pistonun gelgit işlemi, aksiyal piston tasarımında ıslak levha veya eğik eksen kullanılarak veya radyal pistonlu tiplerde bir eksantrik dönele silindir kullanılarak sağlanır. Her iki tipte de silindirlerin öteleme stroku değişebilir ve böylelikle dengeleme mekanizması otomatik olarak yapılır. Çıkıştaki basınç yeterli olduğunda öteleme hareketi kademeli olarak sıfıra doğru gelir, dolayısıyla tasarım basıncına ulaşılır. Bu birinci hareket vericinin güç akışını düzenler ve aşırı yüklenmeyi önler.



Şekil 12.2. Bir pistonlu pompanın çalışması

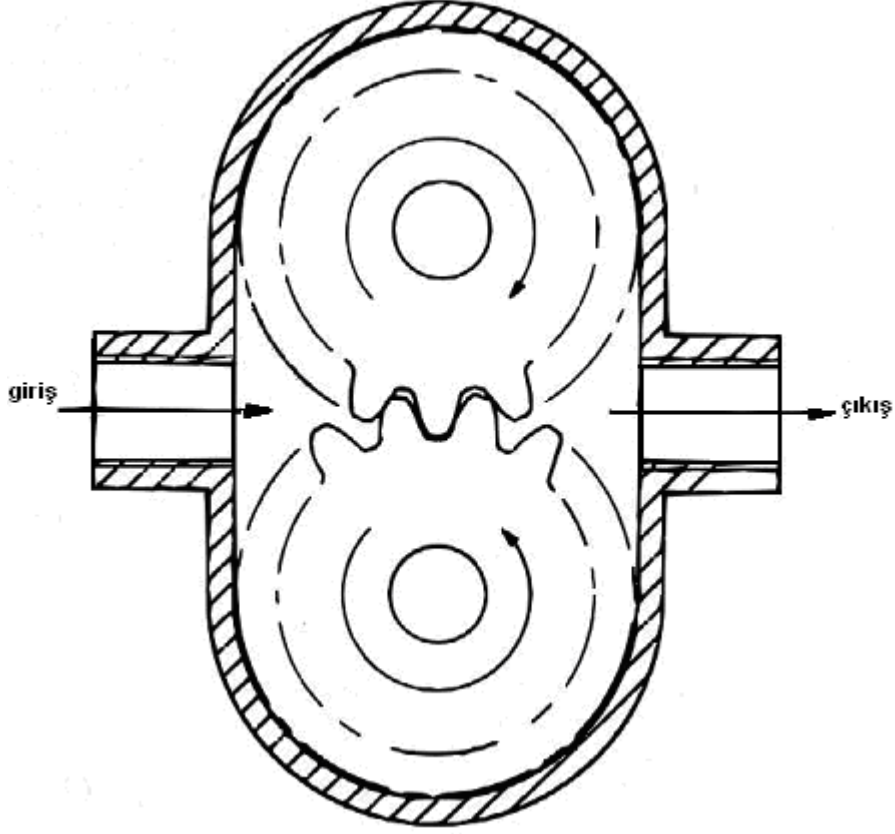
12.3.2 DÖNEL POZİTİF ÖTELEMELİ POMPALAR

Bu pompalarda git-gel hareketi yapan piston yoktur ve böylelikle emme ve basma arasındaki sıvı akışını düzenleyen emme ve basma supaplarına da ihtiyaç yoktur. Buna rağmen bu pompalarda sızdırmazlık çok önemlidir. Bunun için çok hassas aralıklar kullanılır. Yüksek basınçlara pistonlu pompalar kadar uygun değildirler ve basınç farkı arttıkça bu pompalarda da iç kayıplar artar, verim düşer.

Pompalama işleminin başarılması için birçok zeki tasarımlar mevcuttur. Şekil 12.3'te gösterilen dişli tipte diş aralarındaki akışkan girişten çıkışa doğru dişlilerin çevresinden taşınır.

Kanatlı pompalarda, akışkan bir rotor üzerindeki yarıklara takılı olan hareketli kanatlar arasında taşınır. Loblu (yuvarlak uçlu) pompalarda dişli pompalarla aynı prensibi kullanır fakat loblar birbirine temas etmez, aralıkları çok incedir ve loblar dıştan birbiri üzerinde çalışan dişlilerin bir uzantısı olarak tahrik edilir.

İçten dişli (geroter) pompalar, daha büyük dişleri olan bir dişliye benzer bir içten dişli kullanılır. İçten dişli kendi üzerinde eksantrik olarak bağlanmış dişleri daha küçük olan diğer dişli taraftan tahrik edilir. İki elemanın birbiri üzerinde çalışması sonucu giriş ve çıkış arasında hacimsel değişim nedeniyle pompalama işlemi gerçekleşir. Vidalı pompalarda akışkan aksenal olarak vidanın temas yönüne doğru hareketlendirir. Bu tasarım mil üzerine gelecek radyal yükleri ortadan kaldırır, çünkü rotorda eksantrik işlem yoktur, titreşim ve gürültüleri oldukça azalır.



Şekil 12.3 Dişli pompa

12.4 TÜRBİNLİ (ROTODİNAMİK) POMPALAR

Türbinli pompalar üç ana sınıfa ayrılabilir; santrifüj, aksiyel (aksiyal) ve karışık akışlı (helikoidal). Bu tiplerde akışkan pozitif olarak taşınmaz ancak akışkanın pompalanması hidrodinamik işlemle gerçekleşir. Basılan sıvı basma hattındaki bir kısma valfi ile kontrol edilir, çünkü basma hattı tamamen kapalı olmaksızın kalkış periyodunun uzatılması pompaya zarar vermez. Basma hattı tamamen kapalı olursa, mil gücü; sıvının iç enerjisinin sıcaklık yükselmesi şeklinde artmasına ve aşırı ısınma riskine yol açar.

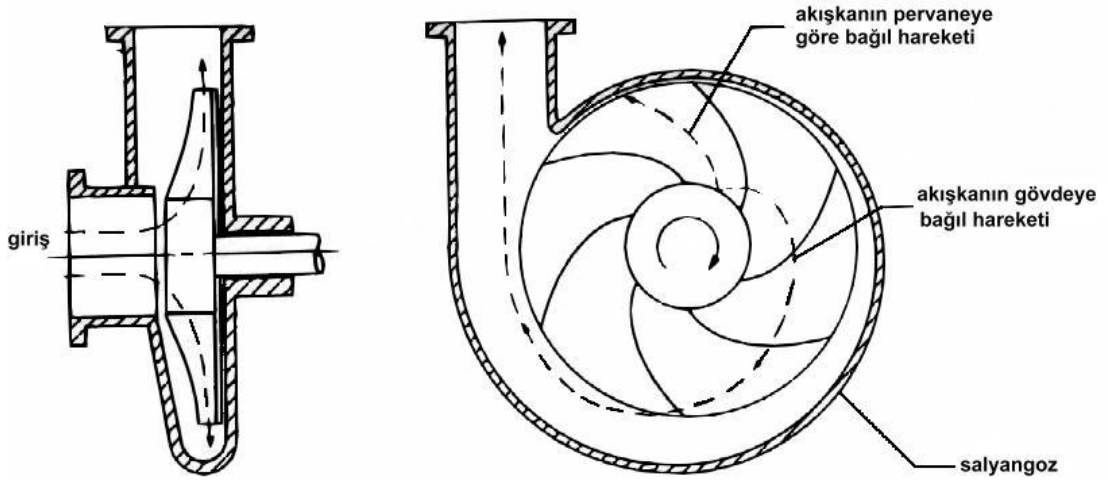
Alternatif olarak basma için değişken hızlı tahrik tipi kullanılabilir. Bu çok verimli fakat çok pahalı bir yöntemdir.

Türbinli pompaların pozitif ötelemeli pompalar kadar yüksek basınç üretmesi mümkün değilse de çıkış basıncı kademelendirme ile arttırılır. Burada her pompa çarkı, bir sonraki pompanın çarkına dağıtıcıyla akışkanı verecek şekilde düzenlenir. Bununla birlikte aynı debideki pozitif ötelemeli tiplere göre bu pompa daha ucuz daha basit tasarımıdır. Ayrıca bu tipler, mayiler, korozif sıvılar ve içinde aşındırıcı parçacıklar ihtiva eden sıvılar için daha kullanışlıdır. Bu pompalar kendiliğinden emmeye başlayamaz ve pompa girişine pompadaki sıvı seviyesinin korunması için çok valf (klape) veya giriş valfi takmak gerekir. Bir giriş (dip) valfi veya çek valf takıldığında pompa yalnızca başlangıçta sıvının giriş hattına kaçmasını engeller. Buna rağmen pratikte, küçük parçacıklar çek valfin kesiti tamamen kapanmasını engeller. Bir diğer çözüm pompanın tamamen tankın dip kısmında sıvı içinde tahrik edilmesidir. Bir diğer alternatif, dalgıç (sıvı altı) pompa olmaması durumunda pompa, sıvı tankı ile bitişik olan diğer bir kuru tank içine tesis edilebilir.

12.4.1 SANTRİFÜJ POMPALAR

Santrifüj pompalar (isminden de anlaşıldığı gibi) dairesel bir yol (menzil) içinde dönen bir cisimde Santrifüj kuvveti doğurma (oluşturma) prensibi kullanırlar. Şayet cisim bir sıvı ise Santrifüj kuvvet, sıvıyı dış kısma doğru sürükleyecek ve basınç artışına neden olacaktır.

Santrifüj pompalarda pervanenin (çark) dönmesi sıvının kesin olarak çıkışa hareketlenmesine neden olur. Sıvı çarktan yüksek hızda (çark hızı) ayrılır ki o sonra akış basıncı şekline dönüştürülür. Alternatifi ise “difüzör” olarak tabir edilen bir dizi kanatların pervane etrafına konmasıyla düzenlenir. Bu cihaz sıvı akış hızını doğrudan azaltır, fakat biraz daha pahalı olup çok yaygın çözüm değildir.



Şekil 12.4 Santrifüj pompa kesiti

Salyangoz tipi bir Santrifüj pompanın kesit resmi Şekil 12.4’te gösterilmiştir. Bu şekil aynı zamanda akışkan parçacıklarının yolunu da gösterir; parçacıklar çarka göre bağıl, salyangoza göre de bağıl (mutlak) hareket yaparlar. Akışkanın bağıl hareketi için pervane kanatçıklarının biçimi ve özellikle kanatçıkların eğimi önemlidir. Kanatçıklar genellikle, akışkanın mutlak hızını azaltmak basıncı artırmak için geriye doğru eğimli yapılır. Bu durumda akışkan çarka göre geriye doğru (ters) hareket yolu takip eder. Bununla birlikte pervanenin dönmesi ile akışkana ileri doğru hareket (tanjant) verilir ve ileri hız, akışkanın dış kısmına doğru ilerledikçe artar. Akışkanın salyangoz içinde spiral yolunu takip etmesine neden olan mutlak hız bu iki hızın (çevresel ve bağıl hız) ürünüdür.

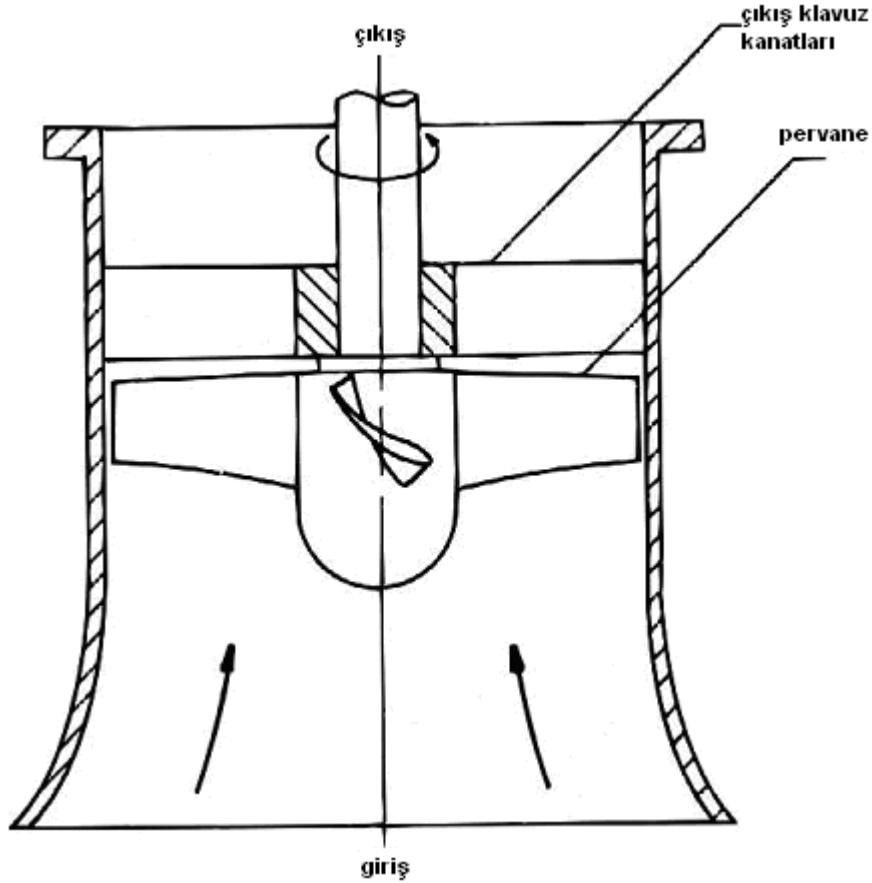
Akışkanın yapısına ve basınç-debi karakteristiğine bağlı olarak pervane tasarımlarında çok farklılıklar mevcuttur. Basitleştirme ve ekonomi için çark açık yüzeyli yapılabilir. Fakat bir endüstriyel pompalarda kapak kullanılır veya kapalı yüzlü pervane kullanılır. Pervane tiplerinin yaygın olarak çoğu tek emmelidir (Şekil 12.4’de gösterildiği gibi). Fakat çift emmeli tipleri de yaygındır. Pervanenin çarkının büyümesi, çıkıştaki basıncın artmasına neden olur. Kanatların sayısı en az iki (özel uygulamalar için) fakat daha yaygın olarak altı veya sekiz kanat kullanılır. Santrifüj pompalar oldukça geniş kademelerde ve malzemelerde imal edilir. Genel endüstriyel maksatlar için tipik standart boyutlar 50mm emme ve 32mm basma çapından, 300mm emme ve 300mm basma çapına kadar, 125mm’den 500mm çark çaplarına kadar elde edilebilir. Salyangoz ve çark için tipik malzemeler dökme demir ve pirinçtir. Ana milin yaygın olarak paslanmaz çelikten yapılması tercih edilir.

12.4.2 EKSENEL AKIŞLI (PERVANELİ) POMPALAR

Eksenel pompalar Şekil 12.5'te gösterildiği gibi bir gövde içinde dönen bir veya bir dizi çarktan oluşur. Çark akışkanı eksenel yönde girişten(emme) gövde içinden çıkışa doğru yönlendirir. Çark hemen hemen bir pervaneye benzer ve çok sayıda dönme yönüne doğru eğimli kanatlardan oluşur. En büyük verim için, açılar değişmekte dönme merkezden uzaklaştıkça açı kademeli olarak azalmaktadır.

Eksenel akışlı pompalar akışkanı yalnızca eksenel yönde hareketlendirecek şekilde tasarlanmasına rağmen pratikte iki faktör etkili olmaktadır:

1. Çarkın dönmesi sonucunda akışkan da dönme hareketi oluşur. Bu etkiyi aza indirmek için akışkanın eksenel yönde yeniden yönlendirilmesi için kılavuz kanatlar takılır.
2. Akışkanın dönmesi kadar merkezkaç kuvvetler de akışkanı radyal yönde hareketlendirir. Bu sebepten dolayı çark bir gövde içine takılarak akışkan akım çizgilerinin dışarıya yönelmesini engeller.

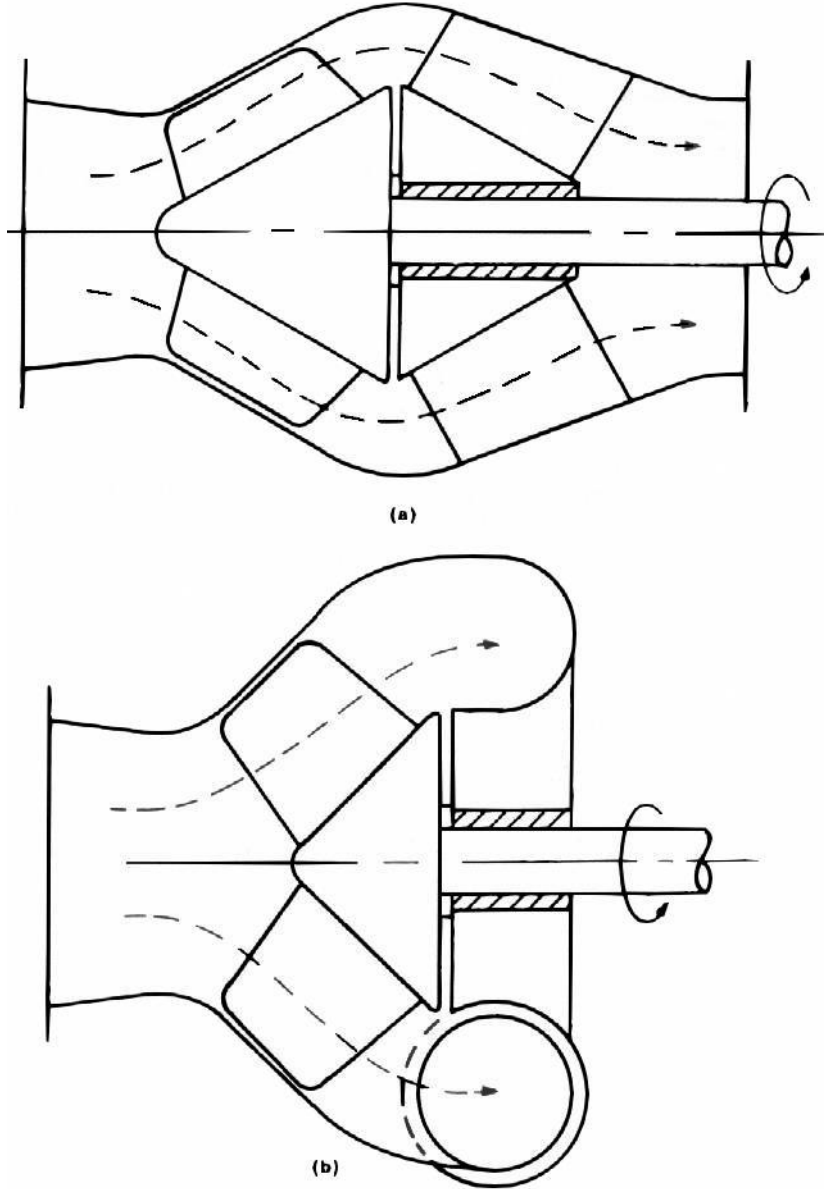


Şekil 12.5 Eksenel akışlı pompa

Yukarıdaki sebeplerden dolayı eksenel akışlı pompalar büyük boyutlarda küçüklerine göre daha yavaş hızlı çarklarla en büyük verime ulaşmaktadır. Eksenel akışlı pompalar yalnızca yüksek debi ve düşük basınç artışı gerektiren uygulamalar için uygundur. Genel mühendislik uygulamaları için geniş bir uygulama alanı bulamamasına rağmen sıklıkla küçük yükselti ve büyük su debisi gerektiren tarımsal uygulamalar için daha uygundur.

12.4.3 KARIŞIK AKIŞLI POMPALAR

Karışık akışlı pompalar, yüksek basınç-düşük debi kademesindeki Santrifüj pompalar ve düşük basınç-yüksek debi kademesindeki eksenel pompalar arasında çalışacak şekilde tasarlanmışlardır ve böylelikle orta basınç-orta debi uygulamaları için uygundur. Çark akışkanı hem radyal yönde hem de eksenel yönde yönlendirecek şekilde tasarlanır. Çark çıkışında kılavuz kanatları ile veya iraksak koni yardımıyla akışkanın yönü eksenel yöne doğrultulur. Alternatif olarak Santrifüj pompalardaki gibi bir salyangoz kullanılabilir. Bu iki tip Şekil 12.6'da gösterilmiştir.



Şekil 12.6 Karışık akışlı pompalar a) Iraksak koni tipi b) Salyangoz tipi

12.5 ÖZGÜL HIZ (N_s)

Herhangi bir pompanın teorisinde gerekli basma basıncına ulaşmak için yeterli kademelendirme ile herhangi bir uygulamada kullanılabilir. Pratikte her tipin verimli çalışabileceği ayrı bir çalışma bölgesi vardır. Biz bu bölgelerin basınç ve debinin bir bileşkesi olarak nasıl seçildiğini göreceğiz. Bu bir türbinli pompa için tanımlanan “özgül hız” olarak adlandırılan bir sayı ile açıklanabilir.

$$N_s = \frac{N\sqrt{\dot{V}}}{H^{0,75}} \quad (12.1)$$

N = Çarkın dönme hızı (d/d)

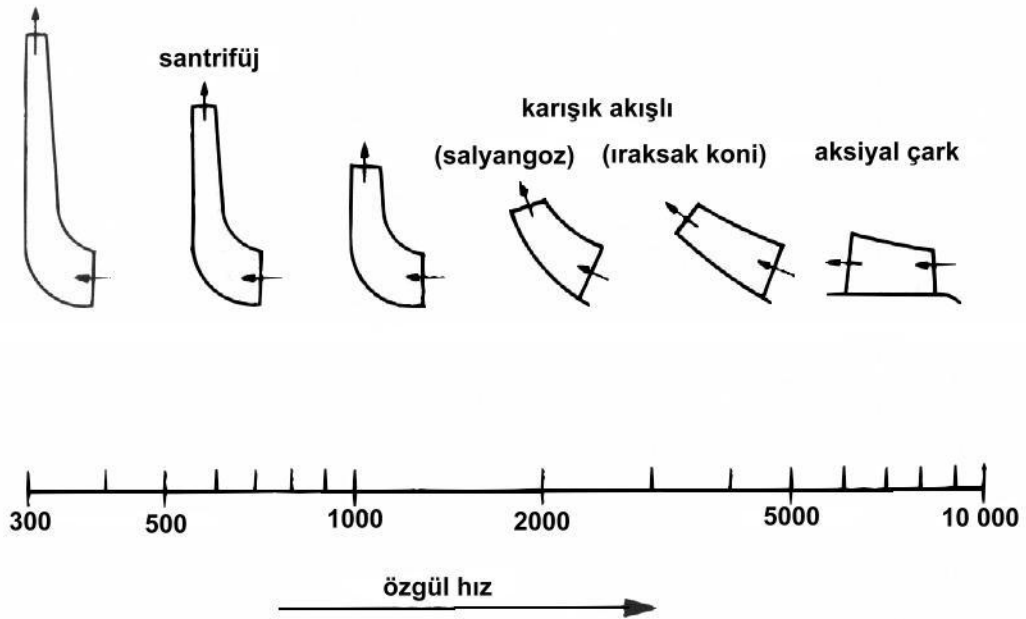
\dot{V} = Hacimsel akış debisi (L/s). Bu değer yerine bazen (m^3/d) veya (m^3/h) kullanılabilir.

H = Her kademedeki basma basıncı (m)

Özgül hız herhangi bir çalışma noktasında hesaplanabilir, ancak o karşılaştırma için en yüksek verim noktasında hesaplanır. Bu yapıldığında aşağıdaki uygulanmış gerçeği bulacağız:

“Maksimum çalışma noktasındaki tüm benzer çarklar aynı özgül hıza sahiptirler.”

“Geometrik benzer çarklar” tabirinin anlamı, çarkların geometrik biçimleri benzer. Bütün küçültme ve büyültme boyutları benzer orantıda olan çarklar demektir. Bu kullanışlı kural Şekil 12.7’de gösterildiği gibi farklı çark tiplerinin sınıflandırılmasına yarar.



Şekil 12.7 Özgül hız ile çark biçimlerinin sınıflandırılması

Örnek 12.1

Aşağıdaki uygulamalar için uygun pompayı belirleyiniz.

	Basma (m)	Debi (L/s)	Mil hızı (d/d)
(a)	2	20	1450
(b)	8	15	1450
(c)	20	12	1450

Cözüm:

$$a) N_s = \frac{N\sqrt{V}}{H^{0,75}} = \frac{1450\sqrt{20}}{2^{0,75}} = 3856$$

$$b) N_s = \frac{N\sqrt{V}}{H^{0,75}} = \frac{1450\sqrt{15}}{8^{0,75}} = 1180$$

$$c) N_s = \frac{N\sqrt{V}}{H^{0,75}} = \frac{1450\sqrt{12}}{20^{0,75}} = 531$$

Görüldüğü gibi Şekil 12.7'ye göre pompalar;

- a) karışık akışlı = ıraksak koni tipi
- b) Santrifüj = çark, düşük giriş/çıkış çap kademesindedir
- c) Santrifüj = çark, orta giriş/çıkış çap kademesindedir.

Örnek 12.2

Aşağıdaki uygulama için uygun pompayı seçiniz.

Basma 50m, debi 5L/s, mil hızı 1450 d/d.

Cözüm:

Özgül hız hesabı;

$$N_s = \frac{N\sqrt{V}}{H^{0,75}} = \frac{1450\sqrt{5}}{50^{0,75}} = 3856$$

Şekil 12.7'deki en küçük değerden daha küçük olduğu için Santrifüj çark büyük giriş/çıkış çap kademesindedir. Böylelikle bir pozitif ötelemeli pompa veya çok kademeli bir Santrifüj pompa önerilebilir. Şayet çok kademeli Santrifüj pompa kullanılacak olursa uygun bir çark profili için özgül hızı 400 civarında seçebiliriz. Buna göre;

$$N_s = \frac{N\sqrt{V}}{H^{0,75}} = \frac{1450\sqrt{5}}{H^{0,75}} = 400$$

$$H^{0,75} = \frac{1450\sqrt{5}}{400}$$

$$H = 16,3 \text{ m}$$

Çok kademeli pompalarda her kademe eşit basınçta olacak şekilde tasarlanır. Böylelikle kademe sayısı; $50/16,3 = 3$ bulunur. Sonuç olarak üç kademeli pompa, bu uygulama için uygun olabilir.

12.6 KOVUKLAŞMA (KAVİTASYON)

Sıvılar ani yön değişimlerini takip edemez ve bu durumda akım çizgilerinde ayrışma oluşur. Bu olay pompanın çarkı boyunca ve pompa kanallarında mevcuttur. Ani dönüşlerde sıvının basıncı düşmeye çok eğilim gösterir ve sıvıda çözülmüş bulunan gazlar veya sıvının kendisi buharlaşma noktasına ulaşır. Bu durum sıvının sıcaklığı çok artmaya başladığında oluşabilir, fakat normal oda sıcaklığında ancak basınç yeterince düştüğünde meydana gelir.

Bu oluşum ve sıvıdaki kabarcık (boşluk) meydana gelmesi “kovuklaşma (kavitasyon)” olarak bilinir. Bir pompada kovuklaşma başlamasıyla verim düşer ve seste bir değişim olur. Sesteki bu değişim, buhar (gaz) kabarcıklarının yüksek basınç bölgesinden geçerken aniden patlamasıyla oluşur. Bu şok dalgaları erozyon (aşındırma) özelliğine sahiptir ve pompada ciddi mekanik hasırlara yol açar. Böylelikle kovuklaşmadan sürekli korunmak gerekir.

Pompanın tasarımında; ani yön veya kesit değişimlerinden kaçınılmak suretiyle, pürüzlülük veya türbülans oluşumu azaltılarak kovuklaşma eğilimi oldukça azaltılabilir. Verilen bir pompa tasarımında kovuklaşma, pompa girişindeki basınç mümkün mertebe yüksek tutularak azaltılabilir veya önlenir. Bu sebepten dolayı pompa giriş çapı, çıkış çapından büyük yapılır, böylece girişteki basınç kayıpları azaltılmış olur. Ayrıca kısma valfi asla pompa girişine yerleştirilmez. Ancak daima çıkışa yerleştirilir. Pompalanan sıvının sıcaklığı mümkün olduğunca düşük tutulmalı fakat bunu genelde dış şartlar (atmosfer, sıcaklık) belirlendiğinden değiştirme yapılamaz.

12.7 POMPA PERFORMANSI İLE İLGİLİ TANIMLAR

Aşağıdaki terimler pompa performansı ile bağlantılı olarak kullanılırlar:

1. Debi (\dot{V}): Pompa içinden oluşan hacimsel debi, genellikle (L/s) olarak verilir.
2. Basma Yüksekliği (H): Pompa tarafından sağlanan toplam basma yüksekliği. Pratikte pompa giriş ve çıkıştaki, potansiyel ve hız, basınç farkları ihmal edilebilir. Böylece toplam basma yüksekliği, basınç yüksekliği olarak kabul edilebilir.
3. Güç (P): Güç, bir pompa için performans eğrilerinde kullanıldığında giriş veya mil gücü anlamında kullanılır ve (kW) birimindedir.
4. Verim (η): Bir pompanın verimi oluşturulan akışkan gücü ile pompa giriş gücünün oranıdır. Bu aşağıdaki formülle tanımlanır.

$$\eta = \frac{\text{akışkan gücü}}{\text{giriş gücü}}$$

5. Devir Sayısı (N): Bir pompanın devir sayısı milin dakikadaki devir sayısıdır. Giriş gücü sağlamak için genellikle asenkron elektrik motorları kullanıldığından, pompaya doğrudan kavrama ile bağlandığından 50 Hz frekansta yaygın hızları şunlardır: 960d/d (6 kutup), 1450 d/d (4 kutup) veya 2900 d/d (2 kutup).

Bir çok durumlarda pompa mil hızını değiştirmek için dişli veya kayış-kasnaklı mekanizmalar kullanılır; değişken hızlı kontrollere dahi kullanılabilir.

6. Emmedeki Net Pozitif Yükseklik (ENPY): Pompa girişinde kovuklaşmayı önlemek için gereken minimum toplam emme yüksekliğidir. Bu pompa tasarımındaki bir fonksiyondur ve deneysel olarak belirlenir. Bu çoğunlukla metre olarak açıklanır. Buna rağmen mutlak basınç değeri olan kPa olarak açıklanır.

Örnek 12.3

Bir Santrifüj pompanın giriş flanş çapı 200mm ve çıkış flanş çapı 150mm. Çıkış flanşı tabandan 852mm yukarıda ve giriş flanşı tabandan 452mm yüksekliktedir. Pompa 25m'lik basma yüksekliğinde 100 L/s debi vermektedir.

- Potansiyel basıncın toplam basma yüksekliğine oranını,
- Hız basıncının toplam basma yüksekliğine oranını,
- Basınç yüksekliğinin toplam yüzdesini hesaplayınız.

Cözüm:

a) Potansiyel basınç = $852 - 452 = 400\text{mm} = 0,4\text{m}$

Toplam basma yüksekliğine oranı = $\frac{0,4}{25} \cdot 100 = \%1,6$

b)

Girişteki hız = $\frac{100 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,2^2} = 3,18\text{m/s}$

Çıkıştaki hız = $\frac{100 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,15^2} = 5,66\text{m/s}$

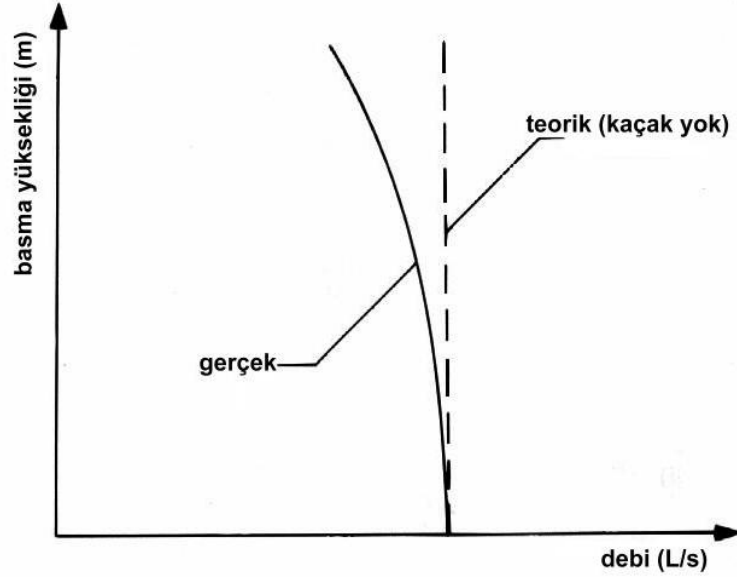
Hız basınç farkı = $\frac{5,662 - 3,182}{2,9,81} = 1,12\text{m}$

Toplam basma yüksekliğine oranı = $\frac{1,12}{25} \cdot 100 = \%4,5$

c) Çıkarma işlemi yapılarak basınç yüzdesi = $100 - 1,6 - 4,5 = \%93,9$

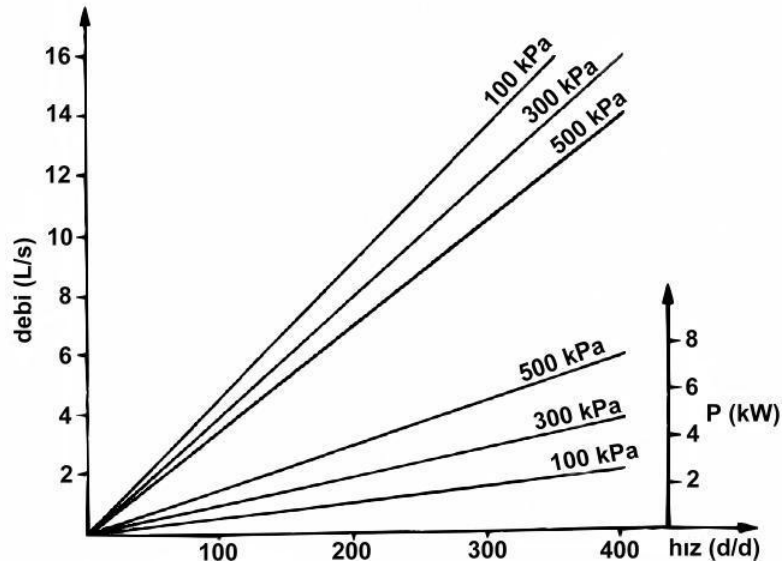
12.8 POZİTİF ÖTELEMELİ POMPALARIN PERFORMANS EĞRİLERİ

Kaçak olmaması halinde pozitif ötelemeli pompalarda sabit hızda basınç-debi eğrisi hacimsel verimin basmayı etkilememesi durumunda dikey bir doğru halinde çizilebilir. Buna rağmen pratikte kaçaklar akış debisini Şekil 12.8’de gösterildiği gibi basma yüksekliğine oranla azaltmaktadır.



Şekil 12.8 Pozitif ötelemeli bir pompa için sabit hızda basma-debi eğrisi

Bu grafik pompa hızı, hacimsel verimi belirleyen ana faktör olduğundan dolayı çok kullanışlı değildir. Bu yüzden pompa verimini, Şekil 12.9’deki gibi hız temeline dayanan birçok doğru ile temsil etmek daha uygundur.



Şekil 12.9 Değişken hızda pozitif ötelemeli bir pompanın (dişli) verim eğrisi

12.9 TÜRBLİNİ POMPALARIN PERFORMANS EĞRİLERİ

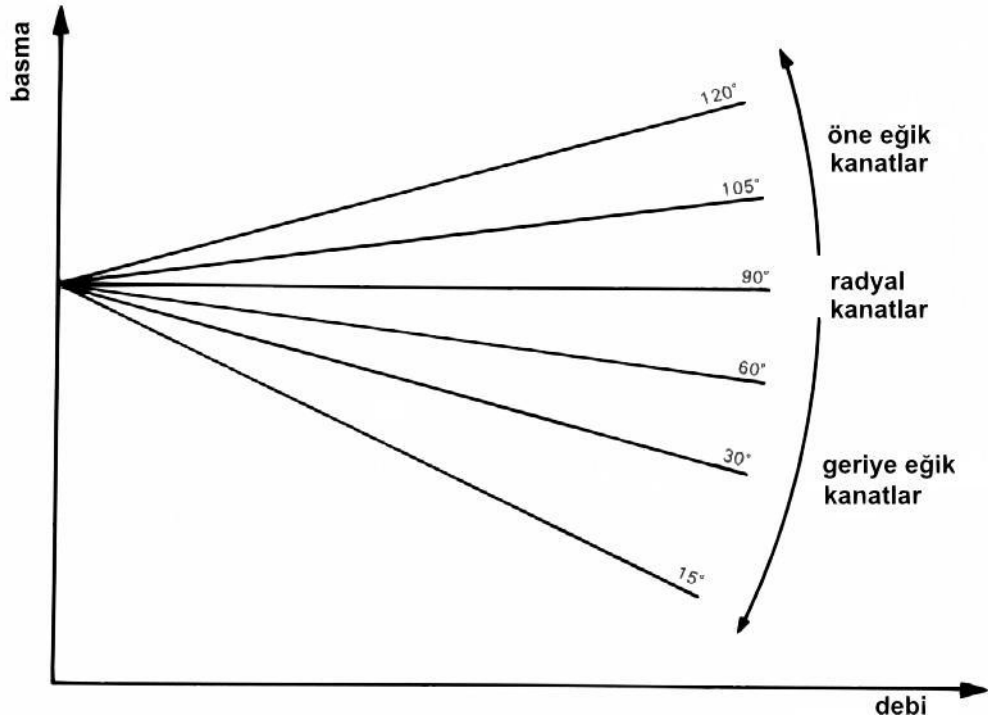
Pozitif ötelemeli pompaların tersine olarak türbinli pompaların basma yüksekliği debiye bağlı olarak oldukça büyük değişme gösterir.

Pompa doğrudan kavrama ile sabit hızlı tahrik elemanına bağlanır. Böylece pompa hızı sabit kalır (veya sabite yakındır). Bu yüzden bu pompaların verimi, genellikle x eksenindeki debiye karşılık sabit pompa hızında çizilen eğrilerle temsil edilir. Santrifüj pompalar, endüstride kullanılan türbinli pompaların en yaygınları olduğundan burada sadece bu tip pompaların eğrileri üzerinde duracağız.

Bir Santrifüj pompa için sabit hızda ideal basma-debi eğrisi bu pompa çarkının kanat çıkış açısına bağlıdır(Şekil 12.10).

Pratikte teorik eğrinin eğimi iki faktöre bağlıdır:

1. Çark girişinde ve çıkışında oluşan şok kayıpları. Bu kayıplar tasarımda sıfır alınır, çünkü girişte ve çıkışta şok yoktur.
2. Çark yüzeyindeki pürüzler ve oluşan türbülanslar sıvıda karışmalara neden olur ve iç enerji artar, böylelikle basma yüksekliği azalır. Bu kayıplar debinin karesiyle artar. Bu kayıpların geriye doğru eğimli çark için basma-debi eğrisi Şekil 12.11’de gösterilmiştir.



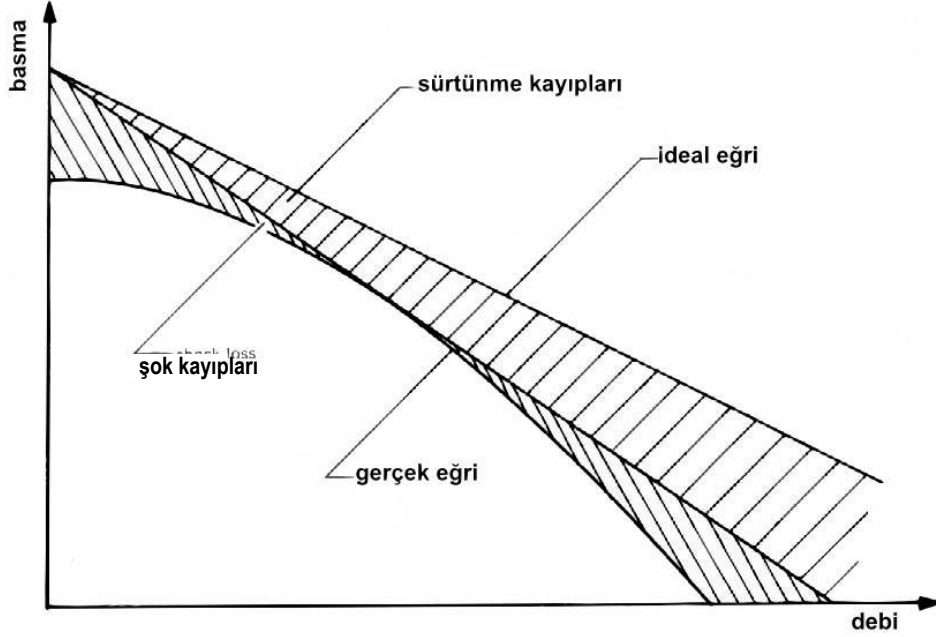
Şekil 12.10 Bir santrifüj pompanın kanat açıları ile ideal basma-debi eğrisi

Basma-debi eğrisinin biçimi, şok ve sürtünme kayıplarının bağlı büyüklüğüne ve kanatların eğimine göre ya sürekli azalmaktadır veya bir maksimum noktaya çıkıp sonra azalmaktadır.

Sabit hızda ve su pompalaması durumunda bir santrifüj pompanın tam performans eğrisi Şekil 12.12’de gösterilmiştir.

Bu eğriler geriye eğimli bir çarka ait olup debiye bağlı olarak sürekli azalmaktadır. Güç eğrisi hafifçe “S” biçiminde sürekli yükselir, halbuki performans eğrisi %66’da, 11 L/s debiye

karşılık gelen noktada en yüksek değerine ulaşır sonra tekrar düşer. Verim bazı durumlarda %85'in üzerine çıksa da ticari pompalar için verim pik noktası %60-%70 arasındaki kademedir. Emmedeki net pozitif yükseklik (ENYP), su sıcaklığı artmamak şartıyla deniz seviyesinde debiye bağlı olarak sürekli yükselir.



Şekil 12.11 Geriye doğru eğik kanatlı bir santrifüj pompanın gerçek basınç-debi eğrisi

Örnek 12.4.

Şekil 12.12'deki performans eğrilerini kullanarak basma, güç, verim ve ENYP değerlerini 10 L/s debi için hesaplayınız. BU debideki akışkan gücünü ve verimi bulunuz.

Cözüm:

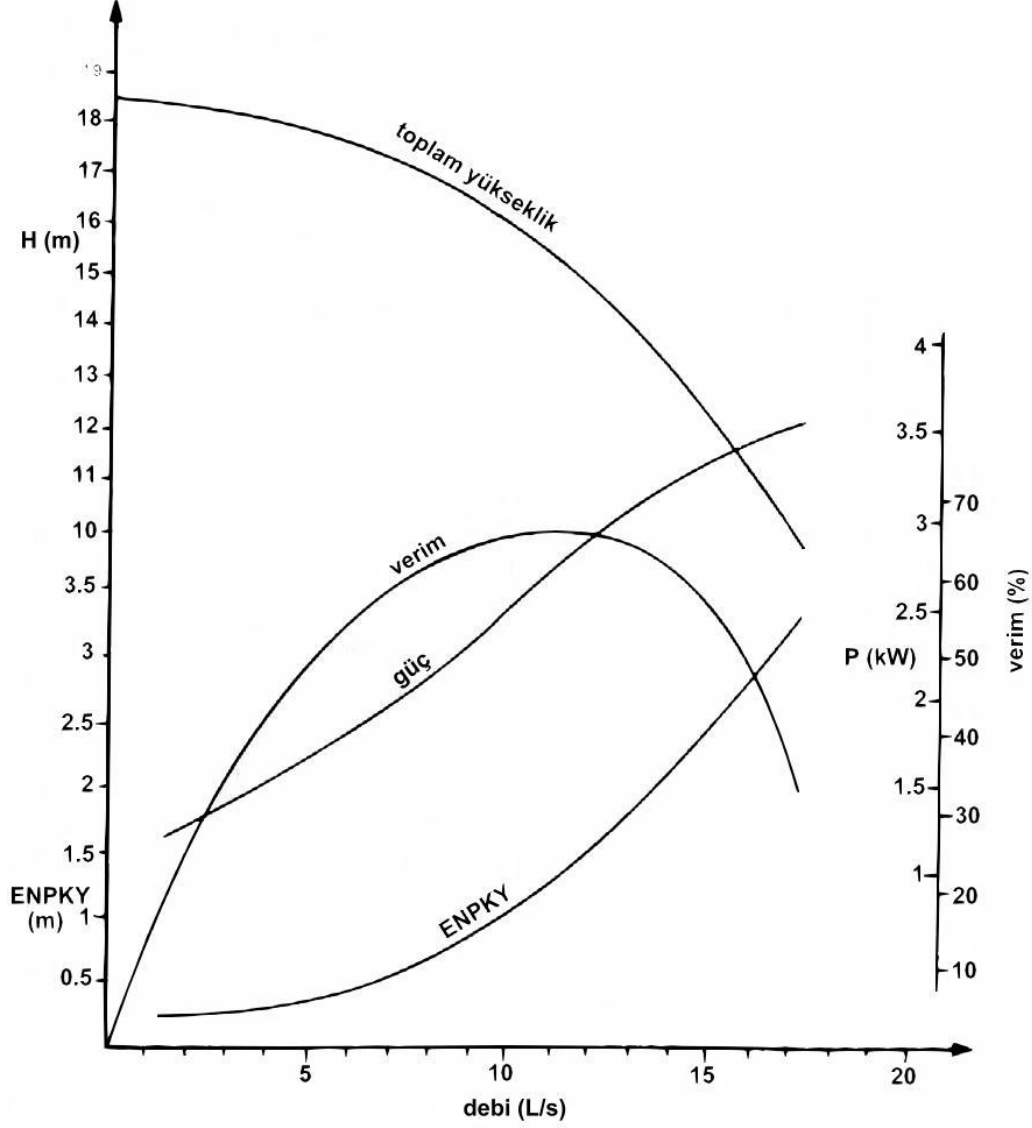
Eğrilerden 10 L/s için; basma = 16m, güç = 2,5 kW, verim = %63, ENYP = 1m bulunur.

Akışkan Gücü, $P_h = m \cdot g \cdot H$ (akışkan su olduğu için 10L/s = 10kg/s alınabilir)

$$P_h = 10 \cdot 9,81 \cdot 16 = 1570W = 1,57kW$$

$$P_s = 2,5kW \text{ (giriş gücü)}$$

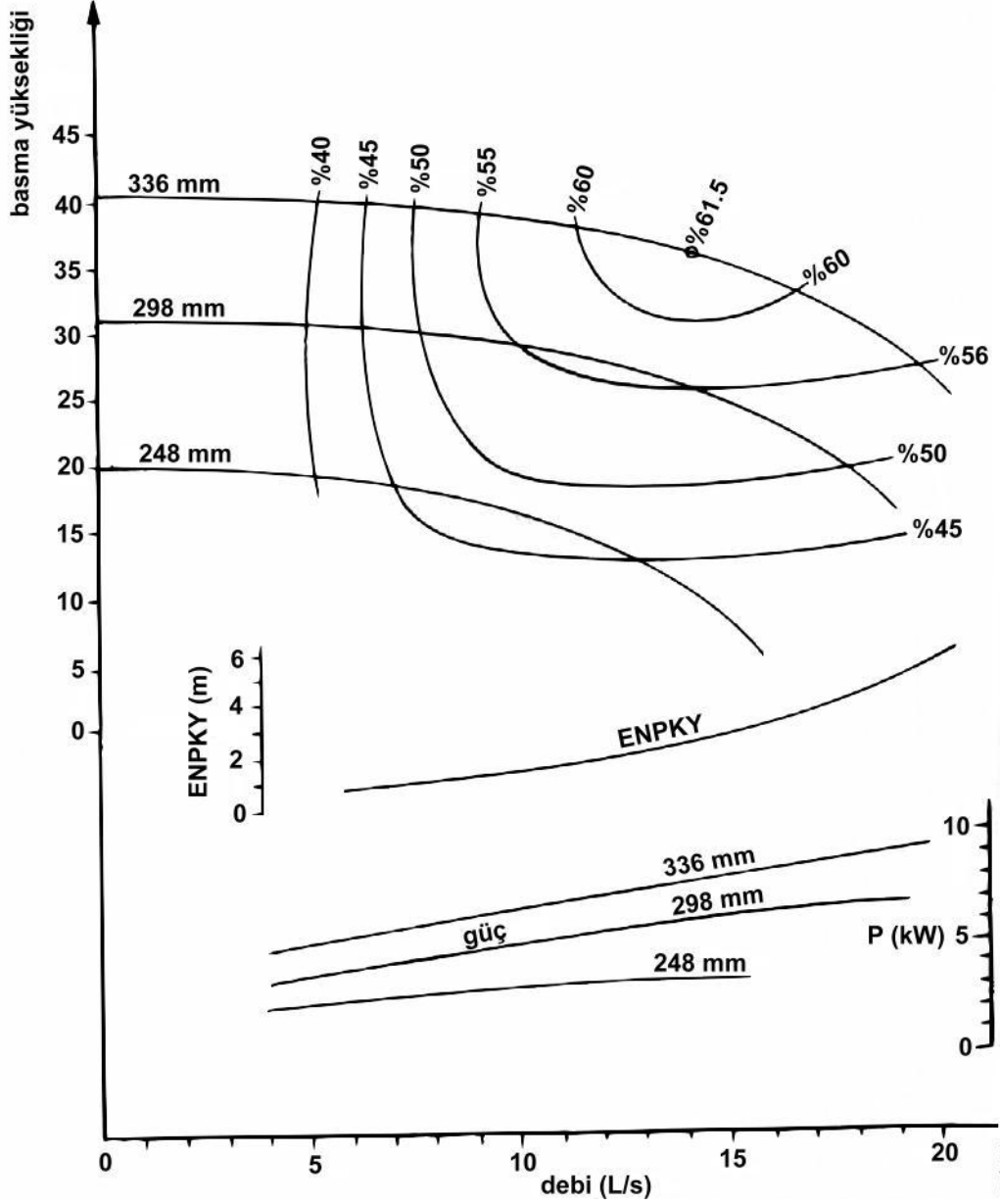
$$\text{Verim} = \eta = \frac{P_h}{P_s} = \frac{1,57}{2,5} = 0,625(\%62,5) \text{ (diyagramda \%63 bulunur)}$$



Şekil 12.12 Çark çapı 336mm, hızı 960 d/d, temiz su pompalayan bir santrifüj pompanın performans eğrisi

Türbinli pompaların performans eğrileri (Şekil 12.12) özel bir çark boyutu ve hızda, özel bir pompalama sıvısı için (genellikle oda sıcaklığında su kullanılır) çizilmektedir. Şayet sudan başka bir akışkan pompalanıyorsa basma, debi ve verim değerlerine düzeltme faktörü uygulamak gerekir. Akışkanın viskozitesi daha yüksek ise düzeltme faktörü daha büyüktür.

Bu ise basma, debi ve verim değerlerini düşürür. Giriş gücü $P = \dot{m} g H$ ve $P = p V$ formülleri ile viskozitesi yüksek sıvılar için hesaplanabilir. Çoğu kez bu durumda giriş gücü, sudakinden farklı çok farklı olmaz. Şayet sıvının yoğunluğu sudan farklı ise bu basma yüksekliğine etki etmez ancak akış debisine ve böylece giriş gücüne etkisi olur.



Şekil 12.13 Farklı çark çaplarındaki bir santrifüj pompanın su basması durumunda performans eğrileri

Pompa üreticileri normal olarak verilen bir pompa için çark çapı kademelerine sahiptirler. Her pompa için performans eğrilerinin seti, Şekil 12.13'deki gibi bir sayfa üzerinde gösterilmiştir. Sonra üreticiler bu eğri setini standart motor hızlarına göre ayrıca verirler.

Pompalarda en büyük çark, en büyük verimle çalışır.

Örnek 12.5

Şekil 12.13'teki performans eğrilerini kullanarak her çark boyutu için özgül hızı ve maksimum verim noktasını hesaplayınız.

Cözüm:

Performans eğrilerinden maksimum verim aşağıdaki gibi alınabilir:

Çark Çapı (mm)	Basma Yüksekliği (m)	Debi (L/s)
248	16	10
298	27,5	12,2
336	36	14

$$N_s = \frac{N\sqrt{\dot{V}}}{H^{0,75}} = \frac{1450\sqrt{10}}{16^{0,75}} = 573$$

$$N_s = \frac{N\sqrt{\dot{V}}}{H^{0,75}} = \frac{1450\sqrt{12,2}}{27,5^{0,75}} = 422$$

$$N_s = \frac{N\sqrt{\dot{V}}}{H^{0,75}} = \frac{1450\sqrt{14}}{36^{0,75}} = 372$$

Çark çapı büyüdükçe özgül hız azalır.

12.10 BENZERLİK BAĞINTILARI (POMPA KANUNLARI)

Pratikte türbinli pompaların verimi deneylerle bilinebilir. Buna rağmen birçok durumlarda hız, çark çapı, yoğunluk veya akışkan tipi gibi farklı faktörlerin değişmesiyle pompa veriminin değişmesini tahmin etmek gerekmektedir. Benzerlik bağıntılarının uygulanmasıyla bu değişikliklerin etkisi yaklaşık olarak tahmin edilebilir. Bu kanunlar sadece geometrik olarak benzer pompalarla uygulanabilir. Örnek olarak bütün açıları benzeyen ve aynı kademedeki pompanın bütün boyutları küçük veya büyük sınıflandırmada olabilir.

Orijinal pompanın ilk çalışma noktasına uyan geometrik benzer pompanın çalışma noktası “uyum noktası” olarak adlandırılır. Uyum noktası aşağıdaki benzerlik kanunlarına uygulanır:

$$1. \text{ Verim aynıdır: } \eta = \frac{P_h}{P_g} = \text{sbt.}$$

$$2. \text{ Özgül hız aynıdır: } N_s = \frac{N\sqrt{\dot{V}}}{H^{0,75}} = \text{sbt.}$$

$$3. \text{ Akış katsayısı benzerdir: } \frac{\dot{V}}{N.d^3} = \text{sbt.}$$

$$4. \text{ Basma yüksekliği katsayısı benzer: } \frac{H}{N^2.d^2} = \text{sbt.}$$

$$5. \text{ Güç katsayısı benzerdir: } \frac{P}{\rho N^3.d^5} = \text{sbt.}$$

Bu kanunlar verilen bir çark çapı ile aynı akışkan ile;

$$\frac{\dot{V}}{N} = \text{sbt. Debi doğrudan devir sayısına bağlıdır.}$$

$$\frac{H}{N^2} = \text{sbt. Basma yüksekliği, devir sayısının karesiyle orantılı olarak değişmektedir.}$$

$\frac{P}{N^3}$ =sbt. Güç, devir sayısının küpüyle orantılı olarak değişmektedir.

Verilen bir devir sayısı ve akışkan için;

$\frac{\dot{V}}{d^3}$ =sbt. Debi çark çapının küpüyle orantılı olarak değişmektedir.

$\frac{H}{d^2}$ =sbt. Basma yüksekliği çark çapının karesiyle orantılı olarak değişmektedir.

$\frac{P}{d^5}$ =sbt. Güç, çark çapının beşinci kuvvetiyle doğru orantılı olarak değişmektedir.

Örnek 12.6

Bir santrifüj pompa maksimum verimde 1450 d/d'da 20m basma yüksekliği ve 38 L/s debide su basmaktadır. Giriş gücü 9,2kW ve verim %81'dir. Bu pompanın hızı 2900d/d'ya çıkarıldığında basma yüksekliği, debi ve gücü hesaplayınız. Verim ve özgül hızın aynı kaldığını gösteriniz.

Cözüm:

Maksimum verim noktası bir karşılaştırma noktası olduğundan benzerlik kanunları uygulanabilir. Çark çapı sabit (aynı) olduğundan;

$$\frac{\dot{V}}{N} = \text{sbt. } \frac{\dot{V}_1}{N_1} = \frac{\dot{V}_2}{N_2} \text{ ise } \dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{N_2}{N_1} = 38 \frac{2900}{1450} = 76 \text{ L/s}$$

$$\frac{H}{N^2} = \text{sbt. } H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = 20 \left(\frac{2900}{1450} \right)^2 = 80 \text{ m}$$

$$\frac{P}{N^3} = \text{sbt. } P_2 = P_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = 9,2 \left(\frac{2900}{1450} \right)^3 = 73,6 \text{ kW}$$

$$\text{Verim} = \frac{P_h}{P_g} = \frac{m g H}{P_g} = \frac{76,9,81,80}{73,6,10^3} = 0,81 (\%81)$$

$$Ns_1 = \frac{N_1 \sqrt{\dot{V}_1}}{H_1^{0,75}} = \frac{1450 \sqrt{38}}{20^{0,75}} = 945$$

$$Ns_2 = \frac{N_2 \sqrt{\dot{V}_2}}{H_2^{0,75}} = \frac{2800 \sqrt{76}}{80^{0,75}} = 945$$

Örnek 12.7

Şekil 12.12'deki pompanın verim eğrisinden aşağıdaki değerler alınmıştır. Debi 10 L/s, basma yüksekliği 16m, güç 2,5kW, verim %63. Bu pompaya geometrik benzeyen 260mm çark çaplı, 1450d/d'da çalışan pompanın çalışma noktasını belirleyiniz.

Cözüm:

$N_1=960\text{d/d}$, $d_1=336\text{mm}$, $V_1=10 \text{ L/s}$, $H_1=16\text{m}$, $P_1=2,5\text{kW}$, $\eta=\%63$, $N_2=1450\text{d/d}$, $d_2=260\text{mm}$.

$$\frac{\dot{V}}{Nd^3} = \text{sbt. } \dot{V}_2 = \dot{V}_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^3 = 10 \left(\frac{1450}{960} \right) \left(\frac{260}{336} \right)^3 = 7 \text{ L/s}$$

$$\frac{H}{N^2 d^2} = \text{sbt. } H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 = 16 \left(\frac{1450}{960} \right)^2 \left(\frac{260}{336} \right)^2 = 21,9 \text{ m}$$

$$\frac{P}{\rho N^3 d^5} = \text{sbt. } \rho = \text{sbt(aynı akışkan)} P_2 = 2,5 \left(\frac{1450}{960} \right)^3 \left(\frac{260}{336} \right)^5 = 2,39 \text{ kW}$$

Yeni verim buradan hesaplanabilir.

$$\eta = \frac{mgH}{P_g} = \frac{7,9,81.21,9}{2,39.10^3} = 0,63 (\%63)$$

Not: 1. Çalışma şartlarında benzer olduğu ispatlanabilir. ($N_s=379$)

2. Bir dizi performans eğrisi çizilerek pompanın yeni karakteristikleri alınabilir.

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

12.1 Basma yüksekliği 12,8m, 1450 d/d'da maksimum verimde 15 L/s debi veren bir santrifüj pompanın özgül hızını bulunuz.

830

12.2 Maksimum verimde, 1450 d/d'da basma yüksekliği 24m, debisi 25m³/h olan iki kademeli santrifüj pompanın özgül hızını belirleyiniz.

593

12.3 Bir santrifüj pompa aşağıdaki uygulama için tasarlanmıştır:

Basma yüksekliği 40m, debi 9 L/s, devir sayısı 960 d/d. Özgül hızın 400 civarında alınması arzu edilirse pompa kaç kademeli olmalıdır?

3

12.4 Aşağıdaki tablodaki uygulamalar için uygun tek kademe türbinli pompayı ve özgül hızları hesaplayınız.

	Basma (m)	Debi (L/s)	Mil hızı (d/d)
(a)	2,5	50	2900
(b)	10	50	1450
(c)	10	20	1450
(d)	25	20	960

a) 10300 eksenel akışlı (pervane tipi); b) 1820 karışık akışlı (salyangoz tipi)

c) 1150 santrifüj, düşük giriş/çıkış çap kademeli; d) 384 santrifüj, yüksek giriş/çıkış çap kademeli

12.5 Şekil 12.14'deki pompa 15m basma yüksekliğinde 25 L/s debi vermektedir.

a) Potansiyel yüksekliği,

b) Hız yüksekliğini,

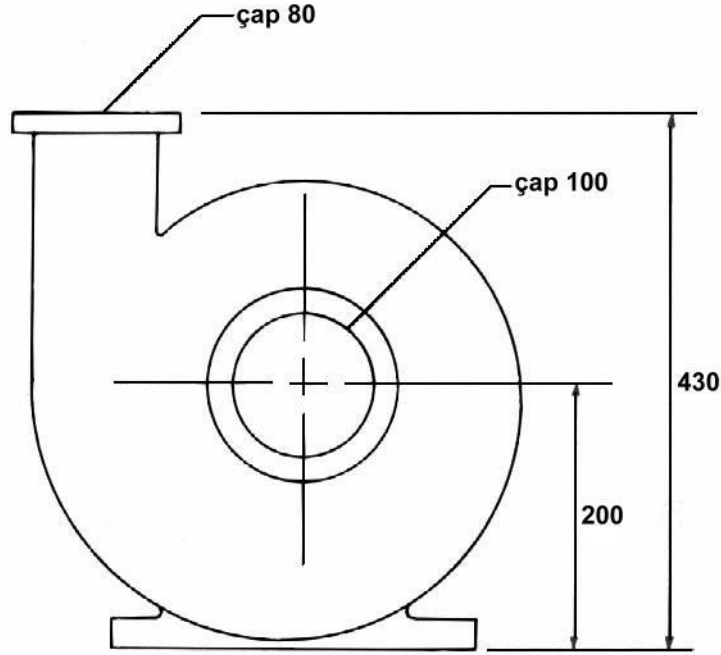
c) Basınç yüksekliğini hesaplayınız.

Ayrıca bu çalışma noktasında bu basınçların toplam basınca oranlarını % olarak hesaplayınız.

a) 0,23m %15 ; b) 0,744m %5 ; c) 14,03m %93,5

12.6 Bir pompada kovuklaşma (kavitasyon) kavramını tanımlayınız. Pompa tasarımında kovuklaşma eğilimini azaltacak iki yöntem söyleyiniz. Ayrıca pompanın bağlantısında kovuklaşma eğilimini azaltacak üç yöntemi açıklayınız. İlave olarak ENPY'nin tanımını yapınız.

12.7 Geriye doğru eğimli çarka sahip pompanın teorik performans eğrisini, sürtünme ve şok kayıplarını ve gerçek eğriyi ölçeksiz olarak çiziniz.



Şekil 12.14

12.8 Şekil 12.12'deki performans eğrisini kullanarak;

a) 15 L/s debi için basma yüksekliğini, gücü, verimi ve ENPY değerini hesaplayınız.

b) Bu debide akışkan gücünü ve verimliliği hesaplayınız.

12.9 1.8'deki problemi Şekil 12.13'de 298mm çaplı çark için 10 L/s debide tekrarlayınız.

a) 29m, 5,2kW, %55, 1,5m ; b) 2,84kW, %55

12.10 Bir santrifüj pompa 960 d/d'da 22m basma yüksekliğinde 20 L/s debi vermektedir. Çark hızı 1450d/d olduğunda basma yüksekliğini ve debiyi hesaplayınız.

30,2 L/s ; 50,2m

12.11 Bir santrifüj pompanın çark çapı 220mm'dir. Pompa 2900 d/d'da 54m basma yüksekliğinde 7 L/s debide su basmaktadır. Aynı hızda çalışan 250mm çark çapına sahip geometrik benzer bir pompanın basma yüksekliğini ve debisini hesaplayınız.

10,3 L/s ; 69,7m

12.12 12.11'deki problemde verilen çalışma noktasında giriş gücü 5,3kW ve 220mm'lik çark kullanılmaktadır. 250mm'lik çark kullanıldığında güç girişini hesaplayınız. Ayrıca her iki çark için verimi ve özgül hızı hesaplayıp bunların eşit olduklarını gösteriniz.

10,04 kW ; %70 ; 385

12.13 Maksimum verim noktasında çalışan bir santrifüj pompanın çark çapı 225mm, debisi 90 L/s, basma yüksekliği 12m ve giriş gücü 1450 d/d'da 14 kW'dır. Verimi hesaplayınız. Şayet aynı verim ve aynı basma yüksekliğinde geometrik benzer çark 2900d/d ile çalışırsa çark çapını, debiyi ve giriş gücünü hesaplayınız. Her iki durum için özgül hızları hesaplayınız ve aynı olduklarını gösteriniz.

%75,7 ; 112,5mm ; 22,5 L/s ; 3,5 kW ; 2134

POMPA SİSTEMLERİ

13.1 SİSTEM BASINCI

“Sistem basıncı” verilen herhangi bir debide sistemin toplam basıncıdır. Sistem basıncı statik basınç ve dinamik basınçtan oluşur.

13.1.1 STATİK BASINÇ

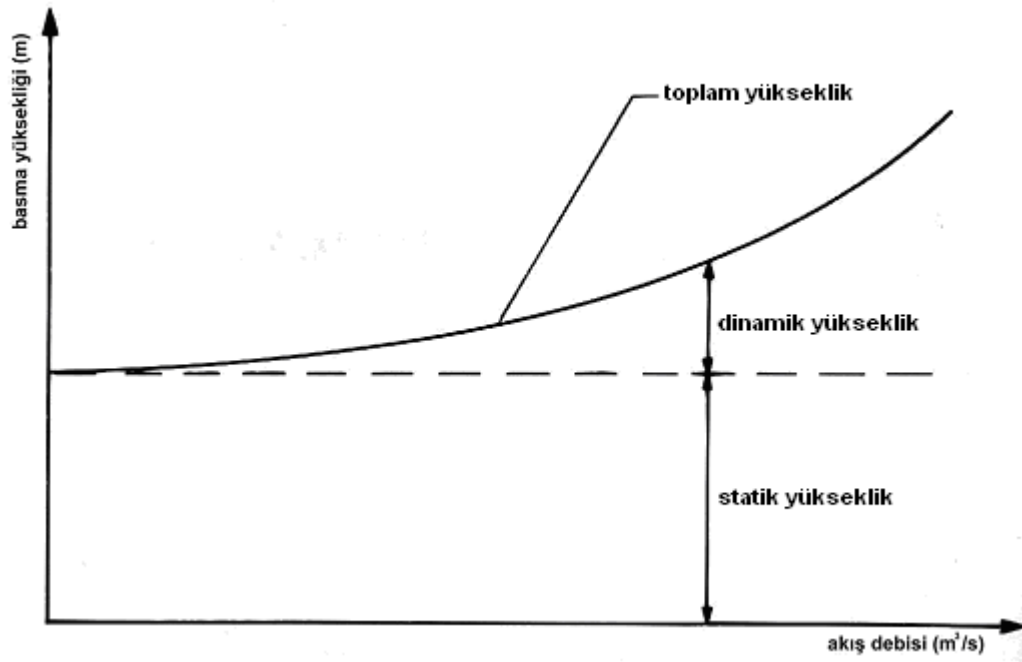
Statik basınç, sistem basıncının bir parçası olup akış debisine bağlı değildir. Şunları kapsar;

1. Sıvı seviyesinde yükselti olarak ortaya çıkan potansiyel yükseklik
2. Sıvı basıncında artış olarak ortaya çıkan basınç yüksekliği

13.1.2 DİNAMİK BASINÇ

Dinamik basınç, sistem basıncının bir parçası olup akış debisine bağlı olarak değişir. Şunları kapsar:

1. Sıvı hızının değişmesini sağlayan hız yüksekliği. Birçok sistemlerde hız yüksekliği ihmal edilebilir.
2. Sistem bağlantı elemanlarında ve borularda türbülans ve sürtünme kayıplarıyla oluşan basınç kayıpları.



Şekil 13.1 Tipik sistem basınç eğrisi

Dinamik basıncın akış debisine bağlı olarak artmasının nedeni, sistemdeki toplam basıncın akış debisine bağlı olarak artmasıdır. Genellikle türbülanslı akışta, dinamik basınç yaklaşık olarak hızın karesiyle doğru orantılı olarak (parabolik) artmaktadır.

Sistem basıncı, genellikle y eksenindeki basınca karşılık x ekseninde hacimsel debi ile çizilir. Tipik bir sistem basınç eğrisi Şekil 13.1'de gösterilmiştir.

Toplam sistem basıncı Bernoulli eşitliğinin genel biçiminden çıkarılabilir.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 + H = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2 + H_k$$

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_2 - h_1 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + H_k$$

$$H = (p_2 - p_1 / \rho g) + (h_2 - h_1) + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + H_L$$

toplam basınç	basınç yüksekliği	potansiye 1	+	hız yüksekliği	+	basınç
	statik			dinamik basınç		

13.2 SİSTEM BASINCININ HESAPLANMASI

Pratikte, sistem basınç kayıplarının tam hesabı uzun bir işlem gerektirmekte olup, Reynolds sayısına ve hıza bağlı olarak bulunan sürtünme kayıplarına bağlıdır. Bunun anlamı, her akış debisi için basınç kayıpları teorik olarak hızın, Reynolds sayısının ve sürtünme faktörünün (Moody diyagramı kullanılarak) doğru hesaplanmasıdır. Böylelikle verilen her akış seviyesi için basınç kayıpları hesaplanabilir ve toplam sistem basıncı belirlenir. Pompanın emme ve basma taraflarındaki hesaplamalar farklı boru çaplarından dolayı karmaşık ise pompadan itibaren emme ve basma hatlarındaki basınç kayıpları ayrı ayrı hesaplanır.

Bu uzun hesaplama prosedürü genellikle garantili değildir. Çünkü sürtünme faktörü, Reynolds sayısının büyük veya küçük olmasına göre değişim göstermektedir. Böylelikle mutlak pürüzlülük ve K faktörleri tam olarak belirlenemez ve boru pürüzlülüğünün erozyon (aşınma), yaşlanma ve kireçtaşı oluşumu neden ile değişmesi sonucu basınç kayıpları önemli ölçüde değişebilmektedir. Bu yüzden birçok pratik uygulamalar için, her akış seviyesinde ayrı ayrı sürtünme faktörünün hesaplanmasına göre ortalama akış temeline dayalı ortalama sürtünme katsayısı değerinin kullanılması tercih edilir. Bu metot Örnek 13.1'de gösterilmiştir. Örnekte boru çapının da baştan sonra sabit kaldığı farz edilmiştir. Şayet çaplar farklı kabul edilirse, basınç kayıplarının belirlenmesi için emme ve basma taraflarında ayrı ayrı işlem yapmak zorunlu olur.

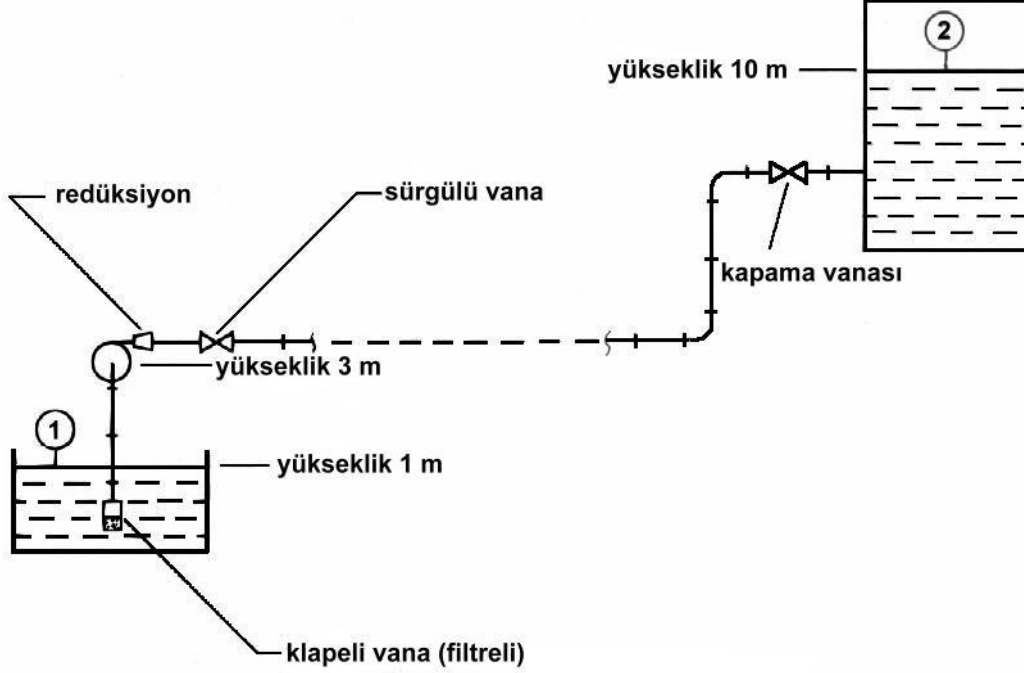
Örnek 13.1.

Şekil 13.2'deki gibi 60 kPa basınçtaki bir tanka atmosferik tanktan 27°C'de su pompalanmaktadır. 100 mm çapında galvanizli çelik borunun emme tarafı 2,5m uzunluğunda, basma tarafı ise 80m uzunluğundadır. Ayrıca aşağıdaki bağlantı elemanları mevcuttur:

Emme tarafı: 2 birleştirme (ünyon), 1 klapeli valf (pislik tutucu ile birlikte), 1 standart dirsek

Basma tarafı: 1 konik redüksiyon (65-100mm, 20° açılı), 1 küresel vana (yarım açık), 16 birleştirme (dişli ünyon), 2 standart dirsek, 1 kapama valfi (tam açık), 1 ani genişleme (tank girişinde)

Toplam sistem basınç kayıplarını 0-20 L/s debi için 5 L/s'lik adımlarla belirleyin. Buna bağlı olarak sistem basınç eğrisini çiziniz. Sürtünme faktörü 10 L/s'lik debi için sabit kabul edilebilir. Suyun 27°C'deki dinamik viskozitesi 0,9 cp ($0,9 \cdot 10^{-3}$ Pa.s) alınabilir.



Şekil 13.2

Cözüm:

Su, 1'den 2'ye pompalanmaktadır. Bu noktalar aynı zamanda sistemin sınırlarını tarif eder.

Statik Basınç:

$$\text{Basınç yüksekliği değişimi} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{60 \cdot 10^{-3}}{10^{-3} \cdot 9,81} = 6,12 \text{ m}$$

$$\text{Potansiyel yükseklik değişimi} = h_2 - h_1 = 10 - 1 = 9 \text{ m}$$

$$\text{Toplam statik basınç} = 6,12 + 9 = 15,12 \text{ m}$$

Dinamik Basınç:

Hız yükseklik değişimi $= \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot 9,81} = 0$ u_1 ve u_2 değerleri sıfırdır. Çünkü her iki tanktaki seviye artışı sıfıra yakındır.

Bağlantı elemanlarındaki basınç kayıpları; Ek-1'deki tablodan ilgili K faktörleri alınırsa:

Bağlantı Elemanı	K Faktörü	Adet	Toplam K Faktörü
Klapeli valf	10	1	10
Dişli ünyon	0,05	18	0,9
Redüksiyon (200)	0,4	1	0,4
Küresel vana (yarı açık)	12,5	1	12,5
Kapama valfi	0,2	1	0,2
Dirsek	0,9	3	2,7
Ani çıkış	1,0	1	1
Toplam			27,7

$$H_L = K \frac{u^2}{2g} = 27,7 \frac{u^2}{2g}$$

Borulardaki basınç kayıpları:

Moody diyagramı (Ek-2) kullanılarak galvanizli çelik boru için mutlak pürüzlülük;

$\varepsilon = 0,15\text{mm}$ alınabilir.

$d = 100\text{mm}$ olduğundan, bağıl pürüzlülük $\varepsilon_R = \varepsilon/d = 0,0015$ bulunur.

Ortalama akış debisi 10 L/s ise;

$$\text{hız } u = \frac{U}{A} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,1^2} = 1,273 \text{ m/s}$$

$$\text{Re ynolds sayısı } Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu} = \frac{0,1 \cdot 1,273 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 10^{-3}} = 1,42 \cdot 10^5$$

Moody diyagramı kullanılarak $Re = 1,42 \cdot 10^5$ ve $\varepsilon_R = 0,0015$ için $f = 0,023$ alınır. Darey eşitliğinden;

$$H_s = f \frac{L}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}$$

$$H_s = 0,023 \frac{82,5}{0,1} \cdot \frac{u^2}{2g}$$

$$H_s = 18,975 \frac{u^2}{2g}$$

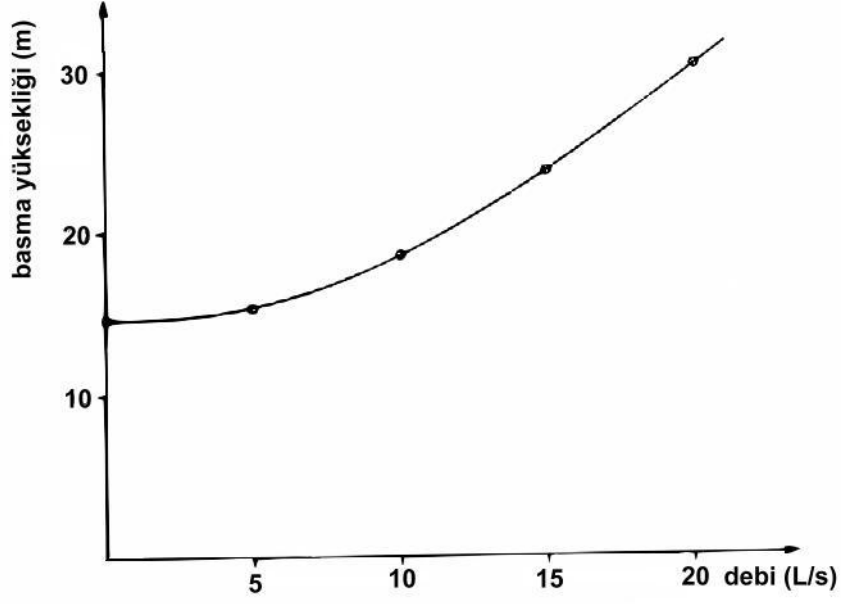
Böylelikle bağlantı elemanlarındaki yerel kayıplar ve borulardaki sürekli kayıplar toplanırsa;

$$H_k = 18,975 \frac{u^2}{2g} + 27,7 \frac{u^2}{2g} = 2,38 u^2$$

Biz şimdi aşağıda verilen akış seviyeleri için toplam sistem basınçlarını hesaplayabiliriz:

Akış Debisi	0	5	10	15	20
Hız (m/s)	0	0,637	1,273	1,91	2,55
Basınç kaybı (m)	0	0,97	3,68	8,68	15,48
Statik basınç (m)	15,12	15,12	15,12	15,12	15,12

Bu noktalar ile aşağıdaki eğri çizilebilir:



Şekil 13.3 Toplam Sistem Basıncı

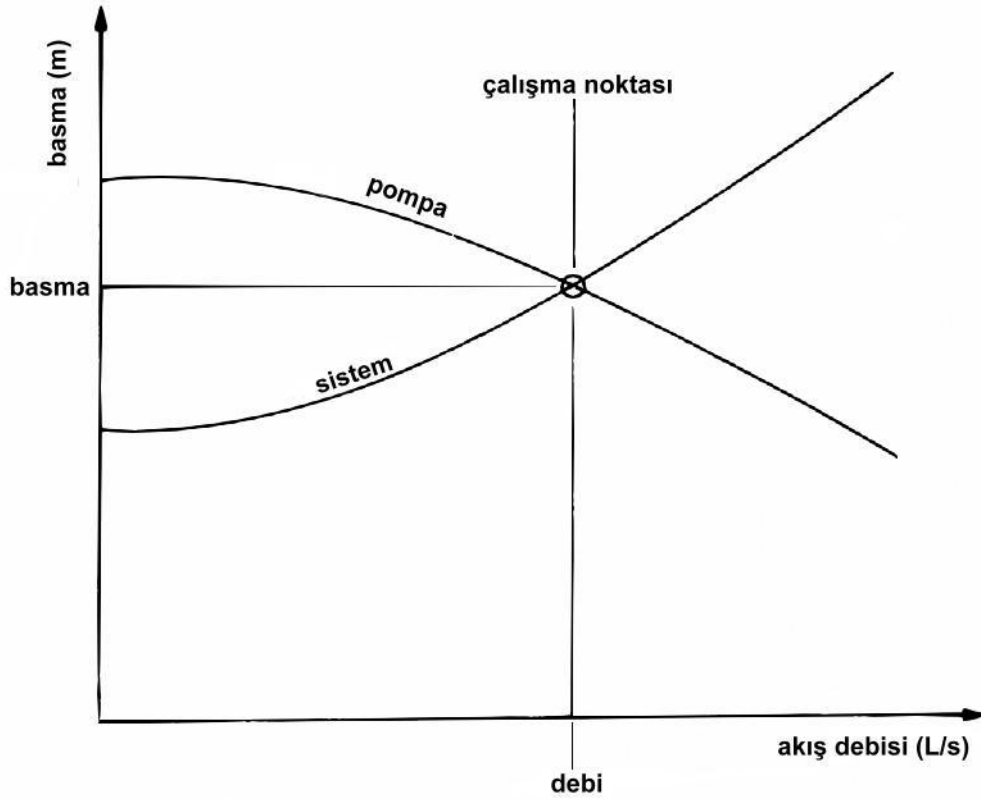
13.3 POMPA VE SİSTEM ARASINDAKİ DENGE

Daha önce pompa performans eğrilerinin nasıl çizildiği görülmüştü. Özellikle türbinli pompalarda basma yüksekliği debiye bağlı olarak sürekli değişim gösterir. Bir santrifüj pompada geriye doğru eğimli kanat olması durumunda debi arttıkça basma yüksekliği azalır.

Ayrıca sistem basıncının debiye bağlı olarak değiştiğini ve kayıpların hızın karesiyle orantılı olarak arttığından (türbülanslı akış) sistem basıncı debi arttıkça artar.

Böylelikle bir sisteme bir pompa yerleştirildiğinde, sistem basıncı ile pompa basıncının dengelendiği noktada çalışma (hizmet) noktası olarak adlandırılır. Bu denge veya çalışma noktası grafik olarak bulunabilir (Şekil 13.4).

Bu çalışma noktası bir kez bulunduğu anda, debi ve basma yüksekliği grafikten okunabilir. Pompanın çalışma noktası bilindiğinde; pompa performans eğrisinden verimi, gücü ve ENPY değerlerini bulmak mümkündür.



Şekil 13.4 Pompa ve sistem eğrilerinin birlikte çizilmesi

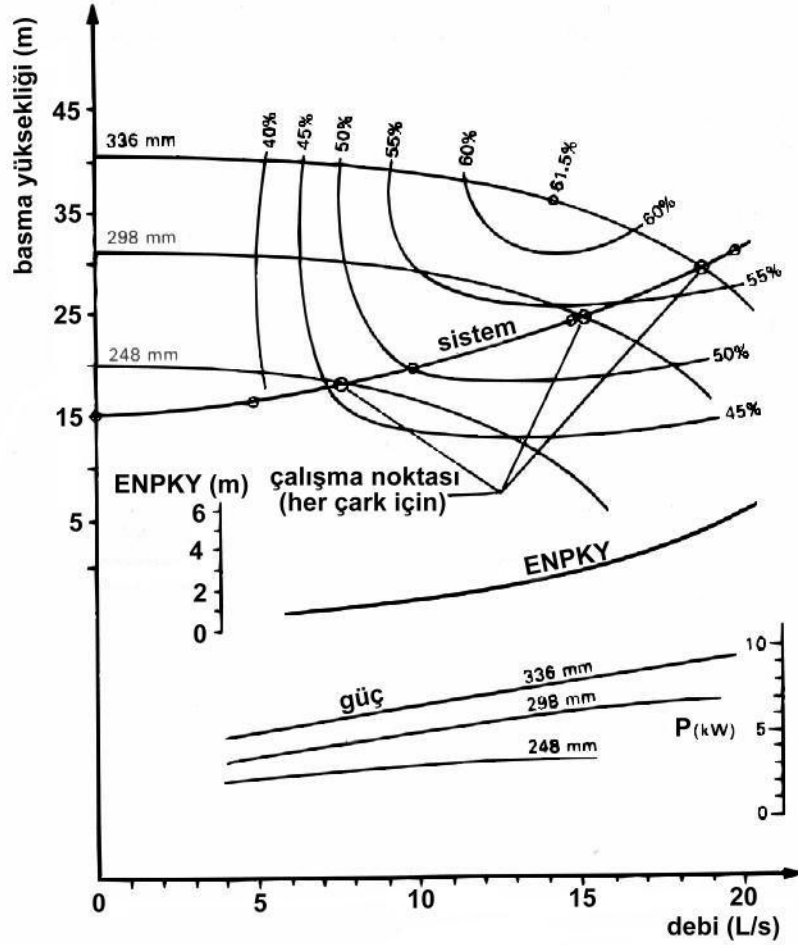
Örnek 13.2

Şekil 12.13'te verilen pompanın performans eğrisini ve Örnek 13.1'deki sistem eğrisini kullanarak her çark boyutu için çalışma noktasını belirleyiniz. Böylelikle her durum için gücü, verimi ve ENPY değerini hesaplayınız.

Cözüm:

Şekil 13.5'te görüldüğü gibi sistem basıncı ve pompa basınç eğrisi üst üste konulursa her durum için çalışma noktası hesaplanabilir.

Çark (mm)	Debi (L/s)	Basma Yüksekliği (m)	Güç (kW)	Verim (%)	ENPY (m)
336	18,9	29	9,3	57	5
298	15,1	24	6,5	54	3
248	7,8	18	3,0	47	1



Şekil 13.5

13.4 SİSTEM İÇİN POMPA SEÇİMİ

Gerekli debi bilindiğinde sistem basıncı belirlenebilir, fakat pompa performansı pompa seçilinceye dek bilinmez. Böylece uygulamada en büyük problem sistem için en iyi pompanın seçimidir. “En iyi” kelimesi yalnızca pompa seçiminde en iyi hidrolik verimli pompanın seçilmesini ima etmez. Ayrıca pompa en ekonomik verimi sağlamalıdır.

Ekonomik pompalama sorunu oldukça karmaşık bir dizi işlemler gerektirir. Bununla birlikte pompa seçiminde genel bir kural olarak çalışma noktasının en yüksek verimi sağlayan debide olması istenir.

Sistem eğrisi, çalışma şartlarının veya kesitin zamanla değişmesiyle değişir. Genellikle boru ve bağlantı elemanlarında kireçtaşı oluşur ve iç yüzey daha pürüzlü olmaya başlar, buna bağlı olarak sürtünme katsayısı artar. Ayrıca boru ve bağlantı elemanlarında (özellikle pislik tutucularda) zamanla çökelti oluşur. Bu durum valf kapanması etkisine benzer, bağlantı elemanlarındaki basınç kayıpları ve toplam basınç artar. Böylece iyi bir pompa seçiminde çalışma noktası, en yüksek verim noktasının biraz sağ tarafında yer alır. Bundan dolayı sistem basıncı herhangi bir nedenle arttığında verim azalmaksızın çalışma noktası sola kayar.

Üretici katalogları genellikle, çeşitli çark boyutlarında ve hızlarda tatmin edici hizmet veren çeşitli pompaların seçimine imkan veren seçim kartlarını ihtiva ederler. Son seçim yalnızca sistem eğrisi, pompa performans eğrisi üzerine çizilerek ve mümkün olan her ihtimal denenmek suretiyle yapılabilir.

Bir pompa sürekli çalışmadığından en yüksek noktası (pik) ile ortalama hizmet noktası arasında bir fark olması zorundadır. Şayet sistemin akış debisi düzensiz değişiyorsa pompa bunu en yüksek debide karşılayacak şekilde pompa seçimi gerekmektedir. Buna rağmen, birçok durumlarda pompa için yalnızca ortalama akış seviyesi gerekmektedir ve benzeri durumlarda pompanın çalışma noktası genellikle çok ekonomik olan ortalama debiye tamamen uyur.

Örnek 13.3

Önceki örnekte verilen her bir pompa çarkı için günlük ortalama 600m³ su basmak şartıyla pompanın günlük çalışma maliyetini hesaplayınız. Elektrik motoru doğrudan kavrama (kaplin) ile bağlı olup çalışma-durma (on-off) kontrol sistemi kullanılmaktadır. Elektrik fiyatı her kWh için 15.000TL'dir. Bu uygulama için en uygun pompa çarkını seçiniz.

Cözüm:

Hesaplamalar aşağıdaki gibi tablolştırılmıştır:

	ÇARK ÇAPI		
	248	298	336
Akış debisi (L/s)	7,8	15,1	18,9
Günlük çalışma saati (h)	21,4	11,04	8,82
Giriş gücü (kW)	3,0	6,5	9,3
Günlük enerji (kWh)	64,1	71,7	82,0
Günlük elektrik ücreti (TL)	2,88	3,22	3,69

Görüldüğü gibi 248mm'lik çark günlük ortalama debiye yakın bir debiye sahip olduğundan elektrik sarfiyatı yönünden diğerlerinden daha uygundur.

$$\dot{V} = \frac{600 \cdot 10^3}{60 \cdot 60 \cdot 24} = 6,94 \text{ L / s (ortalama debi)}$$

13.5 POMPANIN SİSTEMDEKİ YERİ

Bir pompa sisteminde pompanın yeri oldukça önemlidir. Şayet mümkünse pompa, kovuklaşmayı önlemek ve kolay emme yapabilmesi için sıvı tankı seviyesinin altına yerleştirilmelidir. Bununla birlikte, birçok durumda bu mümkün değilse pompa sıvı seviyesinin üzerine yerleştirilmelidir.

Pompa sıvı seviyesinin üzerine yerleştirildiğinde, pompanın ilk çalışmasında sıvıyı alması ve durma anında sıvıyı kaçırmaması gereklidir. Genel olarak pompada sıvı seviyesinin korunması için çek valf veya besleme valfi mevcuttur. Buna ilave olarak pompa girişinde basıncı korumak için yardımcı depolama tankı da kullanılır.

Pompa girişindeki basınç negatif olduğunda veya pompalanan sıvı sıcaklığı yükseldiğinde kovuklaşmadan korunmak için emmedeki net pozitif kullanışlı yükün, ENPY'den daha büyük olduğu kontrol edilmelidir.

Emmedeki net pozitif kullanışlı yük; girişteki mutlak basınç ile pompalanan sıvının buharlaşma basıncı arasındaki farktır.

$$ENPKY = \frac{p_i - p_v}{\rho g} \quad (13.1)$$

ENPKY = Emmedeki net pozitif kullanışlı yük (m)

p_i = Pompa girişindeki mutlak basınç (Pa)

p_v = Sıvının mutlak buharlaşma basıncı (Pa)

ρ = Sıvının yoğunluğu (kg/m^3)

Not: $P_{\text{mutlak}} = P_{\text{gösterge}} + P_{\text{atm}}$

Örnek 13.4

Pompalanan Freon-12'nin sıcaklığı -25°C 'dir. Pompa girişindeki gösterge basıncı 40 kPa'dır. Verilen -25°C sıcaklığında ENPKY değerini hesaplayınız.

Cözüm:

$$p_i (\text{mutlak}) = 101,3 + 40 = 141,3 \text{ kPa}$$

$$p_v = 123,7 \text{ kPa}$$

$$ENPKY = \frac{p_i - p_v}{\rho g} = \frac{(141,3 - 123,7) \cdot 10^3}{1470,9,81} = 1,22 \text{ m}$$

Örnek 13.5

Önceki örnekte ENPY=3m hizmet noktasında kovuklaşmayı önlemek için pompa girişindeki minimum basıncı hesaplayınız.

Cözüm:

Kovuklaşmayı önlemek için ENPKY, ENPY değerinden daha büyük olmalıdır. Böylelikle kovuklaşmayı önlemek için pompa girişindeki basınç;

$$3 < \frac{(p_i - 123,7) \cdot 10^3}{1470,9,81}$$

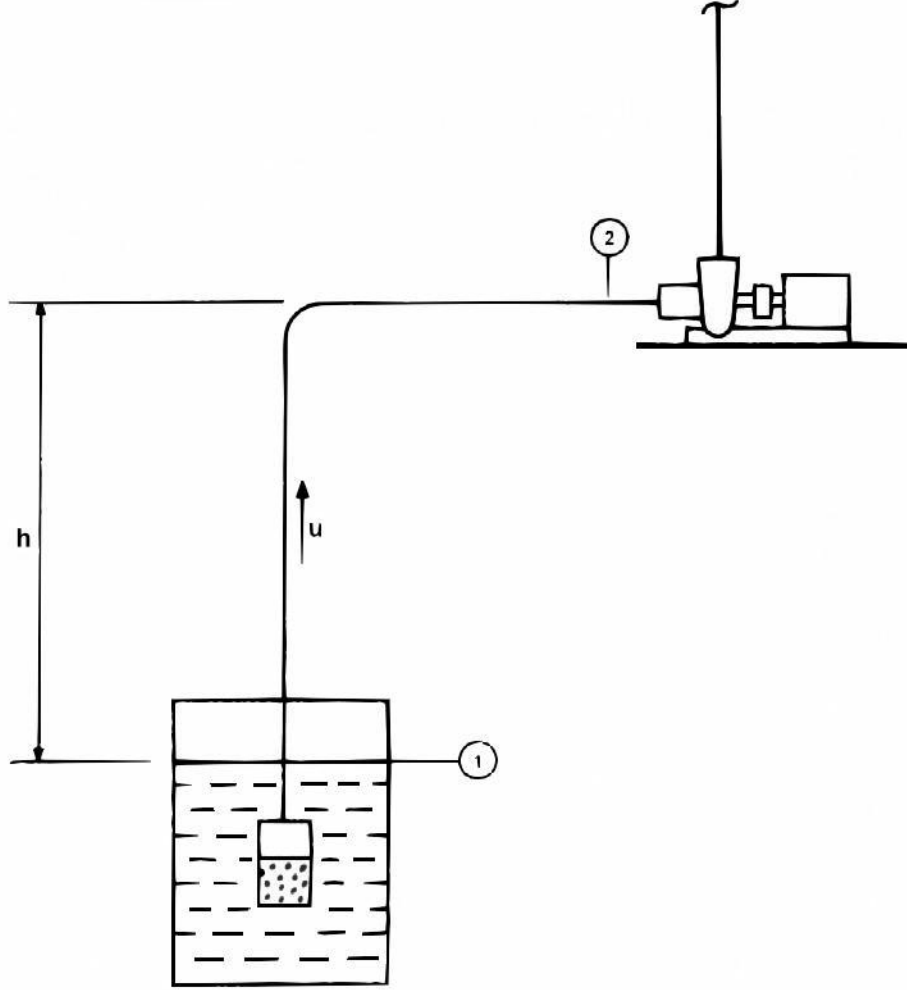
$$p_i = 123,7 - 43,3 \text{ ise}$$

$$p_i = 167 \text{ kPa (mutlak)}$$

$$p_i = 65,7 \text{ kPa (gösterge)}$$

13.6 EMMEDEKİ NET POZİTİF KULLANIŞLI YÜK (ENPKY) DEĞERİNİN HESABI

Bir sistemin tasarımında, pompa girişindeki basınç bilinmez ancak hesaplanabilir. Bu, sisteme Bernoulli denklemi uygulanarak yapılabilir. Şekildeki gibi tipik bir sistem düşünülebilir.



Şekil 13.6 Tipik bir pompa giriş sistemi

1 ve 2 arasına Bernoulli eşitliği uygulanırsa;

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2 + H_k$$

Fakat $u_1 = 0$ (hazne), $h_1 = 0$ (referans), $h_1 = h$, $u_2 = u$ (giriş hattı hızı)

Pompa girişindeki basma yüksekliği;

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} + h + H_k \quad (13.2)$$

Böylece pompa girişindeki mutlak basınç hesaplanabilir; $p_i = p_2 + p_{atm}$

Notlar:

1. Şayet hazne atmosfere açık ise $p_1 = 0$
2. p_1 ve p_2 gösterge basınçlarıdır.

Cözüm 13.6

Pompa girişinden 3m aşağıda bulunan atmosferik bir haneden 30°C'de su pompalanmaktadır. Emme hattı hızı 2,5m/s ve bu hatta sürtünme kayıpları 0,6m'dir. 30°C su sıcaklığı için buharlaşma basıncı 4,24 kPa olduğuna göre ENPKY değerini hesaplayınız.

Cözüm:

Bu durumda atmosferik hazne basıncı $p_i=0$ olur.

$$\frac{p_2}{\rho g} = -\frac{u_2^2}{2g} - h - H_k$$

$$\frac{p_2}{10^3 \cdot 9,81} = -\frac{2,5^2}{2 \cdot 9,81} - 3 - 0,6$$

$$p_2 = -38,44 \text{ kPa (gösterge)}$$

$$p_2 = 62,86 \text{ kPa (mutlak)}$$

$$\text{ENPKY} = \frac{p_i - p_u}{\rho g} = \frac{(62,86 - 4,24) \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9,81} = 5,98 \text{ m}$$

13.7 SİSTEM EMME HATTININ TASARIMI

Kovuklaşmadan korunmak için sistem emme hattı tasarımında dikkatli olmak gerekir. Çalışma noktasındaki ENPY değerinden daha büyük olmalı; onları arasındaki farkın büyüklüğü kovuklaşma ihtimalini azaltacaktır.

(1) ve (2) eşitlikleri birleştirilirse;

$$\text{ENPKY} = \frac{p_i - p_v}{\rho g} = \frac{p_2 + p_{\text{atm}} - p_v}{\rho g} - \frac{u^2}{2g} - h - H_k$$

Böylelikle sistem emme hatlarının tasarımında ENPKY değerinin yüksek değerde tutulması için aşağıdaki noktalara dikkat edilmelidir:

1. Pompa girişindeki mevcut hazne basıncı (p_1) mümkün olduğunca yüksek tutulmalı. Birçok durumlarda hazne atmosfere açık yapılır ve böylece $p_1=0$ olur. Sistem deniz seviyesinden yükseğe yerleştirildiğinde atmosfer basıncı (p_{atm}) önemli ölçüde azalır. Bu durum kovuklaşma ihtimalini arttıracaktır.
2. Sıvının mutlak doyma basıncı (p_v) mümkün olduğunca düşük tutulmalıdır. Doyma basıncı sıcaklıkla artacağından, özellikle kolay buharlaşabilen sıvılarda sıcaklık olabildiğince düşük tutulmalıdır.
3. Emme hattında sıvı akış hızını (u) olabildiğince düşük tutmak gerekir. Bu, emme hattı çapını büyük tutmakla sağlanabilir. Ayrıca pompada kovuklaşma eğilimi mevcutsa, bu eğilim, pompa basma hattı valfini kısarak debiyi azaltmak suretiyle giderilebilir.
4. Pompa mümkün olduğunca hazne sıvı seviyesine yakın yerleştirilerek emme yüksekliği (h) düşük tutulmalıdır. Pompa sıvı seviyesinin altına yerleştirilerek emme yüksekliği negatif yapılırsa, bu yalnızca kovuklaşma problemini azaltmakla kalmaz, ayrıca ilk emme problemini de engeller.
5. Basınç kayıplarını (H_k) azaltmak için emme hattı mümkün olduğu mertebe kısa tutulmalı. Bu emme hattı basıncı dikkatli tasarlanarak başarılabilir. Aşağıdaki noktalar göz önünde tutulmalıdır:

- Kısa boru hattı uzunluğu
- Büyük boru çapı
- Pürüzsüz boru yüzeyi
- Minimum bağlantı elemanı (özellikle valfler)
- Bağlantı elemanlarının minimum basınç kaybı oluşturacak şekilde seçilmesi (örnek olarak geniş dirsek)
- Boruları ve filtreleri basınç kaybı oluşturan tıkanmalara, çökeltilere ve yosunlara karşı korumak amacıyla düzenli olarak temizlemek

13.8 EMME VE BASMA HATLARINDA FARKLI ÇAPLARDA SİSTEM BASINÇININ DEĞİŞİMİ

Örnek 13.1'deki incelendiğimiz sistemin boru çapları ve sürtünme kayıpları sabit idi. Pratikte emme hattı boru çapı, basma hattından daha büyük yapılır. Ayrıca akış debisinin değişmesiyle sürtünme kayıpları sabit olarak kalmaz.

Şimdi emme ve basma hatlarında farklı çapları olan daha karmaşık ve her debi için ayrı sürtünme faktörü hesabı gerektiren bir örnek göstereceğiz.

Örnek 13.7

Örnek 13.1'deki problemi, emme hattı çapı 100mm ve basma hattı 65mm olması durumunda tekrarlayınız. Ayrıca 27°C sıcaklıkta 3,56 kPa doyma basıncı için her akış seviyesinde ENPKY değerlerini hesaplayınız.

Cözüm:

Statik basınç: Daha önce hesaplanmıştı = 15,12m

Dinamik basınç: Basınç kayıpları. Emme ve basma hatlarında ayrı ayrı boru çapları kullanıldığından basınç kayıpları da ayrı ayrı hesaplanacaktır.

	BAĞLANTI ELEMANI	K FAKTÖRÜ	ADET	TOPLAM K FAKTÖRÜ
Emme Hattı	Klapeli ünyon	10,0	1	10,0
	Dişli ünyon (birleştirme)	0,05	2	0,1
	Standart dirsek	0,9	1	0,9
Toplam				11,0
Basma Hattı	Küresel vana (yarı açık)	12,5	1	12,5
	Kapama valfi (açık)	0,2	1	0,2
	Dişli ünyon (birleştirme)	0,05	16	0,8
	Standart dirsek	0,9	2	1,8
	Ani çıkış	1,0	1	1,0
Toplam				16,3

Not: Pompa çıkışı ve boru aynı çapta olduklarından ara parçaya ihtiyaç yoktur.

Boru Boyutları:

Emme tarafı: Uzunluk = 2,5m, çap = 100mm

Basma tarafı: Uzunluk = 80m, çap = 65mm

Boru ve Bağlantı Elemanlarında Basınç Kayıpları:

$$H_k = f \frac{L \cdot u^2}{d \cdot 2g} + K \frac{u^2}{2g} = \left(f \frac{L}{d} + K \right) \frac{u^2}{2g}$$

$$\text{Emme tarafı } H_k = \left(f \frac{2,5}{0,1} + 11 \right) \frac{u^2}{2 \cdot 9,81} = (1,274f + 0,561)u^2$$

$$\text{Aynı şekilde basma tarafı için } H_k = (62,73f + 0,831)u^2$$

Diğer hesaplamalar sonucu aşağıdaki tablo hazırlanmıştır:

	Akış Debisi (L/s)	0	5	10	15	20
Emme Hattı	Hız (m/s)		0,637	1,273	1,91	2,55
	Reynolds sayısı		$7,1 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$	$2,8 \cdot 10^5$
	Sürtünme faktörü		0,0245	0,023	0,023	0,0225
	Basınç kayıpları (m)	0	0,24	0,96	2,15	3,83
Basma Hattı	Hız (m/s)		1,51	3,014	4,52	6,03
	Reynolds sayısı		$1,1 \cdot 10^5$	$2,2 \cdot 10^5$	$3,3 \cdot 10^5$	$4,35 \cdot 10^5$
	Sürtünme faktörü		0,027	0,026	0,025	0,025
	Basınç kayıpları (m)	0	5,76	22,37	49,02	87,23
Toplam basınç kaybı (emme+basma)		0	6,0	23,33	51,17	91,06
Toplam sistem basıncı (statik basınç+basınç kayıpları)		15,12	21,12	38,45	66,29	106,18

Notlar:

Emme tarafı

$$u = \frac{\dot{V} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,1^2}{4}} = 0,1273 \dot{V}$$

$$Re = \frac{u \cdot 0,1 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 10^{-3}} = \frac{u}{9} \cdot 10^6$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,15}{100} = 0,0015$$

$$ENPKY = \frac{p_2}{\rho g} = -\frac{u^2}{2g} - h - H_k \quad (p_1 = 0 \text{ hazne})$$

Basma tarafı

$$u = \frac{\dot{V} \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,065^2}{4}} = 0,3014 \dot{V}$$

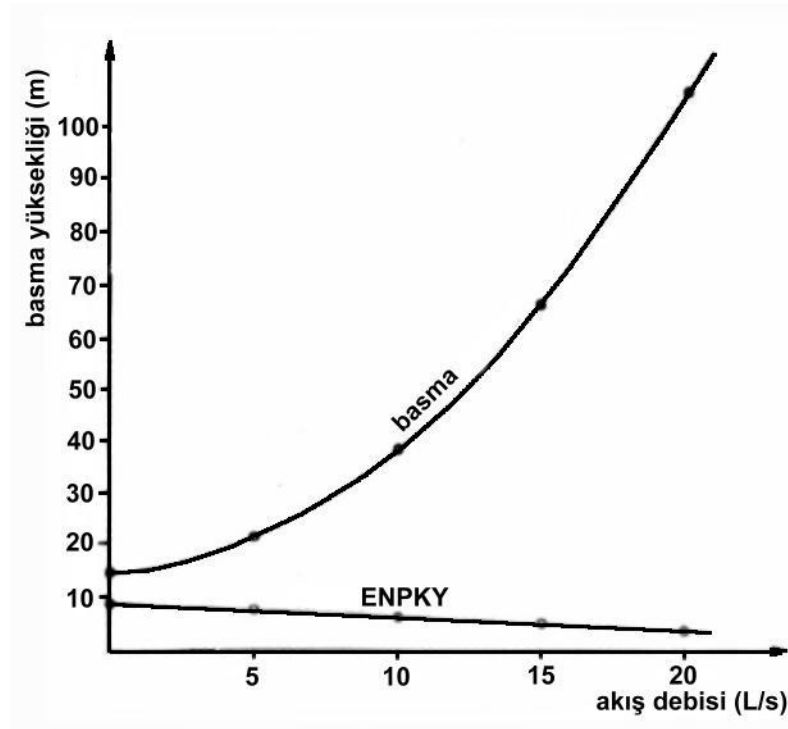
$$Re = \frac{u \cdot 0,065 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 10^{-3}} = 72,2u \cdot 10^6$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,15}{65} = 0,0023$$

Bu durumda $h = 2\text{m}$, u ve H_k önceki tablodan alınırsa şu sonuçlar elde edilir.

Akış Debisi (L/s)	0	5	10	15	20
Pompa girişinde gösterge basıncı (kPa)	-19,62	-22,18	-29,85	-42,54	-60,44
Pompa girişinde mutlak basınç (kPa)	81,68	79,12	71,45	58,76	40,86
Doymuş buharın mutlak basıncı (kPa)	3,56	3,56	3,56	3,56	3,80
ENPKY (m)	7,96	7,70	6,92	5,63	3,80

Hesaplanan toplam basınç kayıplarını ve ENPKY değerlerini Şekil 13.7'deki çizimle gösterebiliriz.



Şekil 13.7

BÖLÜM İLE İLGİLİ PROBLEMLER

Not: K faktörü Ek-1'deki tablodan, sürtünme faktörü ise Moody diyagramından alınabilir. Su için 30°C'de doymuş buhar basıncı 4,24 kPa(mutlak) ve dinamik viskozitesi 0,9cp (centipoise) ($0,9 \cdot 10^{-3}$ Pa.s) alınabilir.

13.1 Bağlı yoğunluğu 0,9 ve dinamik viskozitesi 0,05 Pa.s olan yağlama yağı 20 L/s debide atmosferik basınçtaki işlem tankından 50 kPa'daki depolama tankına pompalanmaktadır. Seviye farkı 6m'dir. Sistem 60m'lik 80mm çapında ticari çelik borudan oluşmuş olup şu bağlantı elemanlarını kapsamaktadır; 1 ani çıkış, 1 kapama valfi ve küresel vana (tam açık), 15 dişli ünyon ve 4 adet standart 90'lık dirsek.

Aşağıdakileri hesaplayınız.

- Statik basınç
- Dinamik basınç
- Toplam sistem basıncı
- Akışkan gücü

a) 11,7m ; b) 36m ; c) 47,7m ; d) 8,42 kW

13.2 50mm çapındaki su besleme hattından pompa yardımıyla bir su haznesinden 8m yükseklikte açık depolama tankına su basılmaktadır. Boru hattı galvanizli çelikten yapılmış olup 100m uzunluğundadır. Ayrıca su elemanları kapsamaktadır. 1 adet besleme valfi (filtreli) 3 adet 90 dirsekler (standart), 2 adet kapama valfi (tam açık) 20 ünyon (dişli) ve 1 adet ani çıkış. Boru için sürtünme faktörü 0,03 alınabilir.

Debi (L/s)	0	1,5	3	4,5	6	7,5
Toplam basma yüksekliği (m)	47	43,5	38	31,5	24	15
Verim (%)	0	23,5	45	59	63	53

Sistem basıncı $H = 8 + 0,887V^2$ (V: hacimsel debi = L/s)

Çalışma noktası için şunları belirleyiniz:

- Basma yüksekliği ve debi
- Verim
- Akışkan gücü
- Pompalama gücü

a) 29,5m 4,9L/s ; b) %61 ; c) 1,42 kW ; d) 2,32 kW

13.3 Problem 13.2'deki çalışma noktası için Reynolds sayısını belirleyiniz. Ayrıca Moody diyagramından borular için sürtünme faktörünü bulunuz ve her durumda 0,03 alınabileceğin tespit ediniz. Suyun viskozitesi 1 cp alınabilir.

$1,25 \cdot 10^5$; 0,0275

13.4 Problem 13.2'deki kapama valflerinden biri $\frac{1}{4}$ oranında kapalı iken sistem basıncı $H = 8 + 1,202V^2$ olarak veriliyor. Yeni çalışma noktası için;

- Basma yüksekliği ve debiyi
- Verimi

- c) Akışkan gücünü
d) Pompa gücünü hesaplayınız.

Sürtünme faktörü 0,03 alınabilir.

a) 32m 4,45L/s ; b) %58,5 ; c) 1,4 kW ; d) 2,39 kW

13.5 Bir basınç göstergesi 30°C su sıcaklığı için pompa girişinde -20 kPa göstermektedir. ENPKY değerini belirleyiniz.

7,86m

13.6 Bir santrifüj pompa atmosferik bir hazneden 30°C'de suyu emmekte olup, pompa girişi hazneden 2m yüksekliktedir. Çalışma noktası için giriş hattındaki basınç kayıpları 1,3m olarak hesaplanmıştır ve su hızı 2,8m/s'dir. Pompa girişindeki basıncı ve ENPKY değerini belirleyiniz. Şayet pompanın çalışma noktasında ENPY değeri 4,2m suyun müsaade edilebilir en büyük vakum değeri ne olurdu?

-36,3 kPa ; 6,19m ; 19,5 kPa (vakum)

13.7 Bir santrifüj pompa atmosferik bir hazneden 40°C sıcaklıkta 150mm çapındaki giriş hattından su emmektedir. Çalışma noktasındaki debi 35L/s ve ENPY değeri 3,5m. Boru için sürtünme faktörü 0,03 ve bağlantı elemanlarının K değerleri toplamı 15,5'tir. Pompa girişi hazneden 2m yüksekte ve giriş hattı uzunluğu 3m'dir. Pompa girişindeki basıncı ve ENPKY değerini belirleyiniz. Ayrıca pompanın hazneden müsaade edilebilir yüksekliğini hesaplayınız. 40°C'de su için buharlaşma basıncı 7,4 kPa (mutlak) alınabilir.

13.8 Buhar kazanında besleme su için kullanılan bir santrifüj pompanın performans eğrisi Şekil 12.13'de verilmiştir. Pompa suyu pompa girişinden 1,5m alt seviyedeki 10 kPa vakum altındaki hazneden emmektedir. Su pompa girişinden 5,5m yukarı seviyeye 50 kPa basınçtaki kazana basmaktadır. Emme hattında 2m uzunluğunda 80mm çapında ticari tip çelik boru, basma hattında 16m uzunluğunda aynı boru kullanılmaktadır.

Emme Hattı: 1 besleme valfi ile filtresi, 2 uzun dirsek, 1 kapama valfi (açık), 4 dişli ünyon.

Basma Hattı: 10 dişli ünyon, 4 uzun dirsek, 1 küresel vana (açık), 2 kapama valfi (açık), 1 geçiş redüksiyon (50-80mm, 30° eğim açılı), 1 ısı değiştirici (K=3,5), 1 ani çıkış.

- a) Reynolds sayısını ve sürtünme faktörünü,
b) 0, 5, 10, 15, 20 L/s'lik debiler için a'daki hesaplanmış sabit değerleri kullanarak sistem basıncını,
c) 336mm çaplı çark kullanıldığında debi, basma yüksekliği ve verimi,
d) Çalışma noktasındaki ENPY ve ENPKY değerlerini hesaplayınız.
e) KWh başına 120 YKuruş elektrik fiyatına göre günlük (24 saat) çalışma fiyatını hesaplayınız.

a) $1,77 \cdot 10^5$ 0,0193 ; b) 13,12 14,5 18,5 25,1 34,5m

c) 18L/s 31m 9kW %58 ; d) 4m 4,05m ; e) 432 YTL

SEMBOLLERİN LİSTESİ

Sembol	Anlamı	Birimi
a	ivme	m/s^2
A	alan	m^2
C_d	boşaltma katsayısı	--
C_v	Hız katsayısı	--
d	çap veya mesafe	mm veya m
f	sürtünme faktörü	--
F	kuvvet	N veya kN
g	yerçekimi ivmesi	$9.81 m/s^2$
h	bir sıvıda serbest yüzeye olan dikey yükseklik	m
h_p	basınç yüksekliği	m
h_v	hız yüksekliği	m
H	toplam yükseklik	m
H_L	toplam basınç kayıpları	m
k	atalet yarıçapı	m
K	bağlantı elemanları için kayıp katsayısı	--
L	uzunluk	mm veya m
L_e	bir bağlantı elemanının eşdeğer uzunluğu	m
m	kütle	kg
\dot{m}	kütlesel debi	kg/s
N	dönme hızı	d/d
N_s	özümlü hız	--
p	gösterge basıncı	Pa veya kPa
p(atm)	atmosfer basıncı	101.325 kPa
p_i	pompa girişindeki (mutlak) basınç	Pa veya kPa
p_v	buhar doyma (mutlak) basıncı	Pa veya kPa
P	güç	W veya kW
r	yarıçap	mm veya m
Re	Reynolds sayısı	--

BY	bağıl yoğunluk	--
t	zaman	s
u	hız	m/s
v	özgül hız	m ³ /kg
V	hacim	L veya m ³
\dot{V}	hacimsel debi	L/s veya m ³ /s
W	ağırlık	N
x	uzaklık	m
\bar{x}	serbest yüzeyden ağırlık merkezine olan uzaklık	m
y	uzaklık	m
\bar{y}	serbest yüzeyden basınç merkezine olan mesafe	m

Yunan Sembolleri

ε	mutlak boru pürüzlülüğü	mm
ε_R	bağıl boru pürüzlülüğü	--
ρ	akışkan yoğunluğu	kg/m ³
ρ_i	gösterilen sıvının yoğunluğu	kg/m ³
Φ	borunun iç çapı	mm veya m
μ	dinamik viskozite	Pa.s
ν	kinematik viskozite	m ² /s
ω	açısal hız	rad/s
τ	moment	N.m
θ	açı	--
η	verim	--

ANA FORMÜLLERİN LİSTESİ

1.1	yoğunluk	$\rho = \frac{m}{V}$	
1.2	özgül hacim	$\upsilon = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}$	
1.3	basınç	$p = \frac{F}{A}$	
2.1	bir sıvıda h derinlikteki basınç	$p = \rho g h$	
3.1	manometre basınç farkı	$p_1 - p_2 = (\rho_i - \rho) g h$	
4.1	dikey bir yüzeydeki kuvvet	$F = \rho g A \bar{x}$	
4.2	basınç merkezinin yeri	$\bar{y} = \bar{x} + \frac{k^2}{\bar{x}}$	
4.3	eğik yüzeydeki kuvvet	$F = \rho g A \bar{x} \sin \partial$	
5.1	hacimsel debi	$\dot{v} = u \cdot A$	
5.2	kütlesel debi	$\dot{m} = \rho \cdot \dot{v}$	
5.3	kütlesel debi	$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot u$	

- $\dot{m} = c$
- 5.4 genel durumda süreklilik $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$
 $u_1 \cdot A_1 \cdot \rho_1 = u_2 \cdot A_2 \cdot \rho_2$
- 5.5 yoğunluk ihmal edildiğinde süreklilik eşitliği $\dot{V} = c$
 $\dot{V}_1 = \dot{V}_2$
 $u_1 A_1 = u_2 A_2$
- 6.1 impuls-momentum eşitliği $F = \dot{m}(u_2 - u_1)$
- 7.1 akışkan dilimindeki kuvvet $F = \frac{\mu \cdot A \cdot u}{x}$
- 7.2 kinematik viskozite $\nu = \frac{\mu}{\rho}$
- 7.3 Reynolds sayısı $Re = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu}$
- 8.1 ideal akışkanlarda Bernoulli eşitliği $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2$
- 8.2 ideal akışkanlarda Toriçelli eşitliği $u_2 = \sqrt{2gh}$
- 9.1 akışkan gücü-genel durumda $P = \dot{m} \cdot g \cdot H$
- 9.2 basınç yüksekliği halinde akışkan gücü $P = p \cdot \dot{V}$
- 9.3 hız yüksekliği olduğunda akışkan gücü $P = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot u^3$
- 9.4 potansiyel yükseklik durumunda akışkan gücü $P = \dot{m} \cdot g \cdot h$
- 9.5 bir pompa sisteminin verimi $\eta = \frac{\text{akışkan gücü}}{\text{giriş gücü}}$
- 9.6 bir türbin sisteminin verimi $\eta = \frac{\text{çıkış gücü}}{\text{akışkan gücü}}$
- 9.7 pompa olması halinde ideal akışkan $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 + H_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2$
- 9.8 pompa olması halinde gerçek akışkan $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_1 + H_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_2 + H_2$

- 10.1 Pitot tüpü $u = C_u \sqrt{2gh_p}$
- 10.2 Ventüri veya orifis metre $\dot{V} = C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2gh_p}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$
- 11.1 borulardaki basınç kayıpları için Darcy eşitliği $H_L = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}$
- 11.2 bağlantı elemanlarında basınç kayıpları $H_L = K \cdot \frac{u^2}{2g}$
- 11.3 bir bağlantı elemanındaki eşdeğer uzunluk $\ell_e = K \cdot \frac{d}{f}$
- 12.1 bir pompanın özgül hızı $N_s = \frac{N \sqrt{\dot{V}}}{H^{0,75}}$
- 13.1 emmedeki net pozitif kullanışlı yük $ENPKY = \frac{p_i - p_v}{\rho g}$
- 13.2 pompa girişindeki gösterge basıncı $\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} + h + H_k$