

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

29182

**PNÖMATİK TAŞIMA SİSTEMLERİNİN  
ETÜDÜ**



Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisi  
Ahmet MANDIRACI

Yıldız Teknik Üniversitesi  
BOKÜMANTİSTORU N...

İSTANBUL / 1993

# İÇİNDEKİLER

<b>1. PNÖMATİK TAŞIMA ESASLARI</b>	<b>1</b>
1.1 Hidrodinamiğin temel prensipleri	1
1.1.1 Dinamik Basınç	1
1.1.2 Sürtünmesiz ortamdaki hava akımı içinde basınç kaybı	2
1.1.3 Akış esnasında tek bir tanenin durumu	3
1.1.4 Tek bir tanenin durumu	6
1.1.5 Dökme mal akış yatağında basınç kaybı	7
1.1.6 Akış Yatağı	8
<b>2. PNÖMATİK TAŞIMADA DURUM DİYAGRAMI</b>	<b>9</b>
2.1 Genel Problemler	9
2.2 Hava akımı içinde uçan mal taşıma	10
2.3 Taşınan malın tesisteki durumu	11
2.3.1 Taşınan malın tesisteki durumu	11
2.3.2 Taşınan malın harekete geçmesi	12
2.3.3 Hava içinde uçarak hareket eden taşımada malın harekete geçişi	12
2.3.4 Yiğın halinde hava mal taşımada harekete geçme	14
2.3.5 Atalet durumu	14
2.3.5.1 Yatay taşımada atalet durumu	14
2.3.5.2 Dikey taşımada atalet durumu	16
2.3.6 Boru dirseğinde malın yönlendirilmesi	16
2.3.6.1 Dirsek Akımı	17
2.3.6.2 Dirsekte malın aşınması - Dirsek aşınması	17
2.3.6.3 Dirsek Geometrisi	18
2.3.6.4 Dirsekte Basınç Kaybı	19
2.3.7 Boru tesisatı boyunca basınç dağılımı	19
2.4 Vakum ve Basınç Tesisi	20
2.5 Pnömatik bir taşıma tesisinin işletme noktası	21

<b>3. TAŞINAN MAL ve TAŞIMA ARACI</b>	<b>23</b>
3.1 Dökme malın pnömatrik taşınması	23
3.1.1 Dökme malın tanımlanması	23
3.1.2 Pnömatrik taşınabilen dökme malların özellikleri	24
3.2 Dökme mal özelliklerinin örneklenmesi; tescilli	25
3.2.1 Taşınan dökme malın ağırlığı	26
3.2.2 Dökme malın sınıflandırılması	26
3.3 Tanenin hava akımında yüzme hızı ve çevresindeki dirençler	27
3.4 Taşıma aracı	29
3.4.1 Gaz Kanunları Etkileri	29
3.4.2 Kullanılan taşıyıcı Maddeler ve Özellikleri	30
3.4.3 Taşıyıcı hava yoğunluğu	30
3.4.3.1 Sıcaklık ve rutubetin etkisi	31
3.4.3.2 Barometrik durumun etkisi	31
3.4.3.3 Jeodezik yüksekliğin etkisi	32
3.4.4 Rutubetli havada yoğunlaşan suyun uzaklaştırılması	33
<b>4. PNÖMATİK TESİSLERİN HESAPLAMA YÖNTEMİ</b>	<b>35</b>
4.1.1 Hesaplama yönteminin hedefi	35
4.1.2 Hesaplama temel esaslar	37
4.1.2.1 Malın taşınmasında basınç kayıp değeri	37
4.1.2.2 Taşıyıcı tesiste temel eşitlikler	37
4.2 Hava kompresyonu olmayan durumda pnömatrik taşıyıcı tesis hesaplaması	39
4.2.1 Hava hızı	39
4.2.2 Basınç kaybı	41
4.2.2.1 Hava sürtünme kaybı	41
4.2.2.2 Ayrıntılı hava dirençleri	41
4.2.2.3 Malın Sürtünme Kaybı	42
4.2.2.4 Malın Yükselme durumunda kayıp	42
4.2.2.5 Hızlanma Kaybı	43
4.2.2.6 Dirsek Kaybı	43

4.2.2.7 Toplam Basınç Kaybı	44
4.2.3 Hava Kompresyonu ihmal edilerek pnömatik bir basınç tesisinin oluşturulması	45
4.2.4 Gerekli Hava Akımı	46
4.2.5 Sistem için gerekli güç	46
4.3 Hava Kompresyonu etkisinde pnömatik taşıma	46
4.3.1 Hava Hızı	46
4.3.2 Basınç Kaybı	48
4.3.2.1 Hava akımında basınç kaybı	48
4.3.2.2 Mal hava karışımı akımında basınç kaybı	49
4.3.3 Hava Kompresyonu etkisinde pnömatik basınç tesisi	50
4.3.3.1 Boru çapında kademelendirme yapılmadığı durumda Basıncılı Taşıma Tesisi Hesabı	50
4.3.3.2 Boru çapının kademeli olduğu basınç tesisi	55
4.4 Hava Kompresyonu etkisinde pnömatik vakum tesisi	57
4.4.1 Hava Hızı	57
4.4.2 Basınç Kaybı	58
4.4.2.1 Vakum tesisinde basınç kaybının iterasyonu	58
4.4.2.2 Vakum tesislerinde basınç kaybının sınırları	59
4.4.3 Vakum tesisi hesaplanması	61
<b>5. PNÖMATİK TAŞIYICI TESİSLERİN GENEL İNCELENMESİ</b>	<b>63</b>
5.1 Taşıma sistemi özellikleri	63
5.2 Pnömatik taşımada yaşanan problemler	64
5.3 Pnömatik tesislerin yapım şekilleri	65
5.3.1 Emme havalı iletim (Vakum) tesisleri	65
5.3.2 Basıncılı hava ile iletim tesisleri	66
5.4 Mal ve Hava Karışım Şekilleri	66
5.4.1 Nakil malzemesinin hava akımına verilmesi durumu	66
5.4.2 Havanın nakil malzemesine verilmesi durumu	66
5.4.3 Malzeme ve havanın karıştırılarak verilmesi durumu	67

5.5 Pnömatik taşıyıcı tesis yardımcı üniteleri	68
5.5.1 Besleme üniteleri	68
5.5.1.1 Rotary valf (Hücre tekerlekli vana) hesaplama yöntemi	69
5.5.1.2 Basıncı iletim tesisleri için hücreli çark vericisi	71
5.5.1.3 Havalı Hücreli Besleyici	72
5.5.1.4 Helezonlu Tıp Besleyici Pompa	73
5.5.2 Tahrik Üniteleri	76
5.5.3 Boşaltma ve ayırma üniteleri	76
5.5.3.1 Siklonda malın ayrılması	78
5.5.3.2 Teorik sınır tane çapı	79
5.5.3.3 Ayırma Derecesi	80
5.5.3.4 Siklondaki basınç kaybı	81
5.5.3.5 Siklon boyutlarının belirlenmesi	82
5.5.3.6 Toz Ayırıcı Filtreler	84
5.5.4 Boru Nakil Hatları	86
5.5.5 Pnömatik Nakliye Kontrol Sistemleri	87
<b>6. UYGULAMALAR</b>	<b>88</b>
ÖRNEK 1 - Basınç Tesisi	88
ÖRNEK 2 - Boru çapının kademelendirilmesi	92
ÖRNEK 3 - Vakum Tesisi	96

## **ÖNSÖZ**

Taşıma tekniği, endüstriyel tesislerde üretilen veya depolanan malzemenin bir yerden bir yere nakledilmek istenmesi durumunda yapılması gereken işlemleri konu alır. Taşıma tekniğinden üretimin her kademesinde yararlanır. Malzeme akışının problemin çözümüne etkileri, tesisin planlanmasında önemli yer tutmaktadır.

Bu araştırmada günümüzde endüstriyel tesislerde sıkça uygulanan "Pnömatik Taşıma" Tesisleri'nin hesaplanma esasları teorik olarak ele alınmıştır. Teorik bölümle birlikte, pratikte kullanılan, konuyla ilgili tecrübelerden de faydalanılmıştır.

Teorik hesaplamalarda kullanılan yöntemler, tablolar ve grafikler Prof. Dr. Ing. Wolfgang Siegel'in "Pneumatische Förderung" kitabından alınmıştır.

Konuyla ilgili çalışmalarımı destekleyen, Sn. Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ'ye ve araştırmanın düzenli bir şekilde yazılmasından dolayı Sn. Gökhan ERTURAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Ahmet MANDIRACI

## **VORWORT**

In der Industrie faellt der Fördertechnik die Aufgabe zu, das Material oder Fördergut an die Stellen zu bewegen, wo es in der Produktion oder im Lager benötigt wird. Man findet Fördertechnik in allen Produktionsstufen. Die Lösung der Probleme des Materialflusses ist eine wichtige Aufgabe bei der Planung einer Produktionsanlage.

Bei diesem Abschlussprojekt wurde die Berechnungsverfahren der Pneumatische Förderanlagen, die heutzutage bei Industrieanlagen oft sich verwenden, als theoretisch untersucht.

Neben die theoretischen Daten wurde aus der praktischen Erfahrungen benützt.

Die Verfahren, Tabellen und Grafik, die bei theoretischen Berechnungen verwendet wurden, aus "Pneumatische Förderung" Fachbuch von Prof. Dr. Ing. Wolfgang SIEGEL wurde genommen.

Ich möchte mein Projektleiter Herrn Prof. Ing. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ für die Unterstützung danken. Ausserdem danke ich Herrn Gökhan ERTURAN, da er mein Abschlussprojekt in Ordnung schreiben hatte.

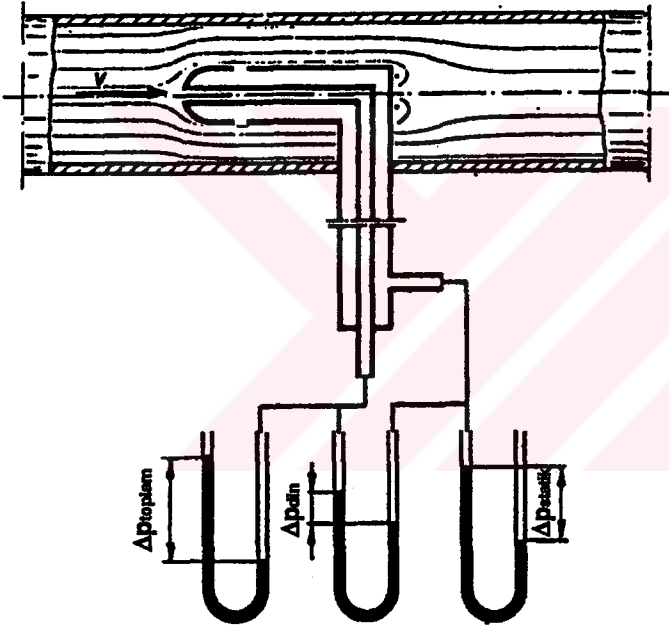
**Ahmet MANDIRACI**

# 1. PNÖMATİK TAŞIMA ESASLARI

## 1.1 Hidrodinamiğin temel prensipleri

Pnömatik bir taşıma tesisinde çok fazlı elektrik akımı kanunları geçerlidir. Katı haldeki madde (dökme mal), gaz formdaki (hava) içinde akar. Hidrodinamik kanunları pnömatik taşımada o kadar etkili değildir. Konuların çözümlenmesinde W.BOHL'un "Teknik Akışkan Bilimi" kitabında bahsettiği yasalardan faydalanılmıştır.

### 1.1.1. Dinamik Basınç



**Şekil 1.1**  
Prandtl borusu  
yardımıyla "Dinamik  
Basıncın ölçülmesi

Şekil 1.1'de hava "Prandtl Borusu" olarak adlandırılan boru içinde akmaktadır. Atmosfere açılan üç boruda aşağıda belirtilen basınçlar ölçülür.

- a)  $\Delta p_{\text{Toplam}}$  → Boru ekseninde toplam basınç, akış yönüne ters durumda
- b)  $\Delta p_{\text{statik}}$  → Boru çeperi yönünde statik basınç
- c)  $\Delta p_{\text{dinamik}}$  → Toplam basınç ve statik basıncın farkına eşit dinamik basınç

$$\Delta p_{\text{din}} = \Delta p_{\text{Toplam}} - \Delta p_{\text{statik}} = \frac{\rho L}{2} \cdot v^2 \quad (\text{F.1.1})$$

### 1.1.2. Sürtünmesiz ortamdaki hava akımında basınç kaybı

Daire kesitli borularda sürtünmesiz ortamda basınç kaybı;

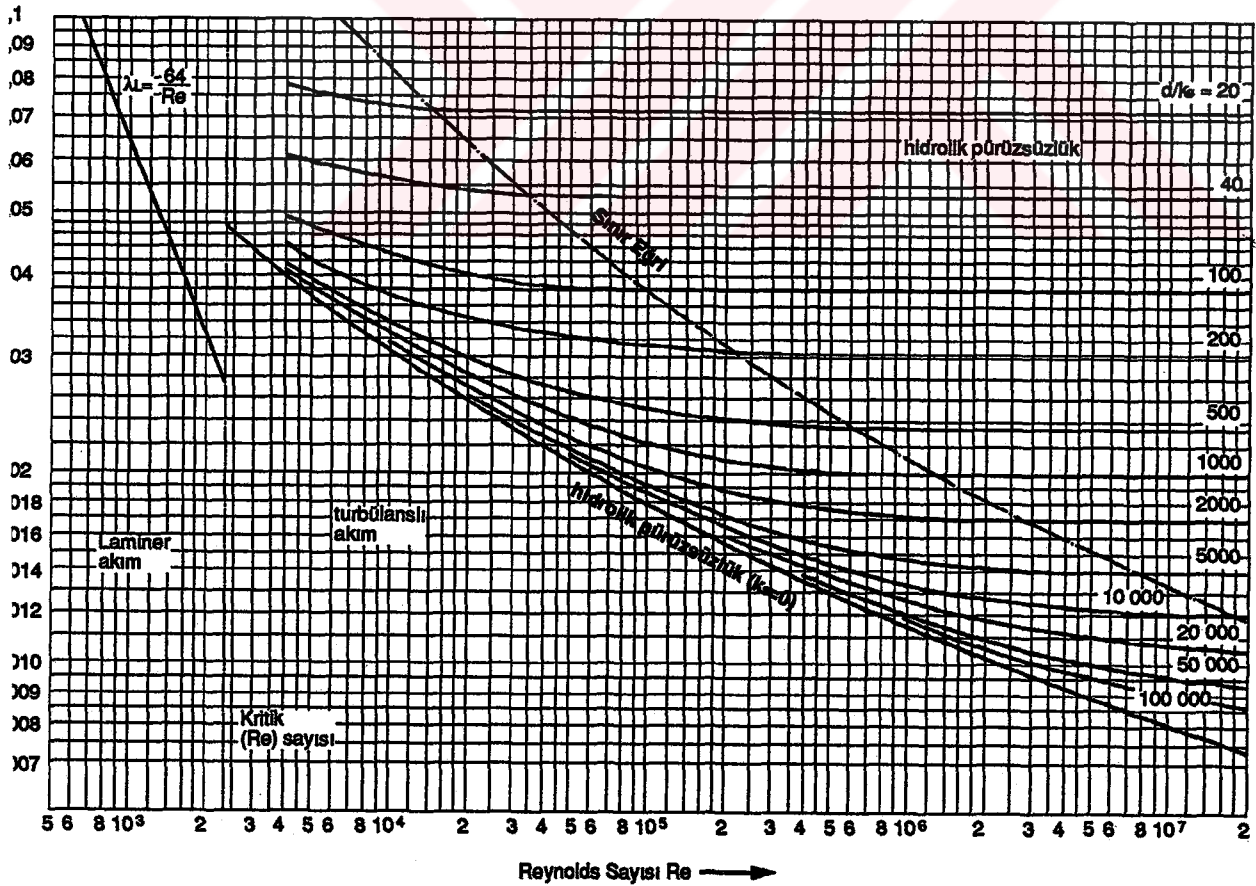
$$\Delta p_L = \lambda_L \cdot \frac{\Delta L}{d} \cdot \frac{\rho L}{2} \cdot v^2 \quad (F.1.2)$$

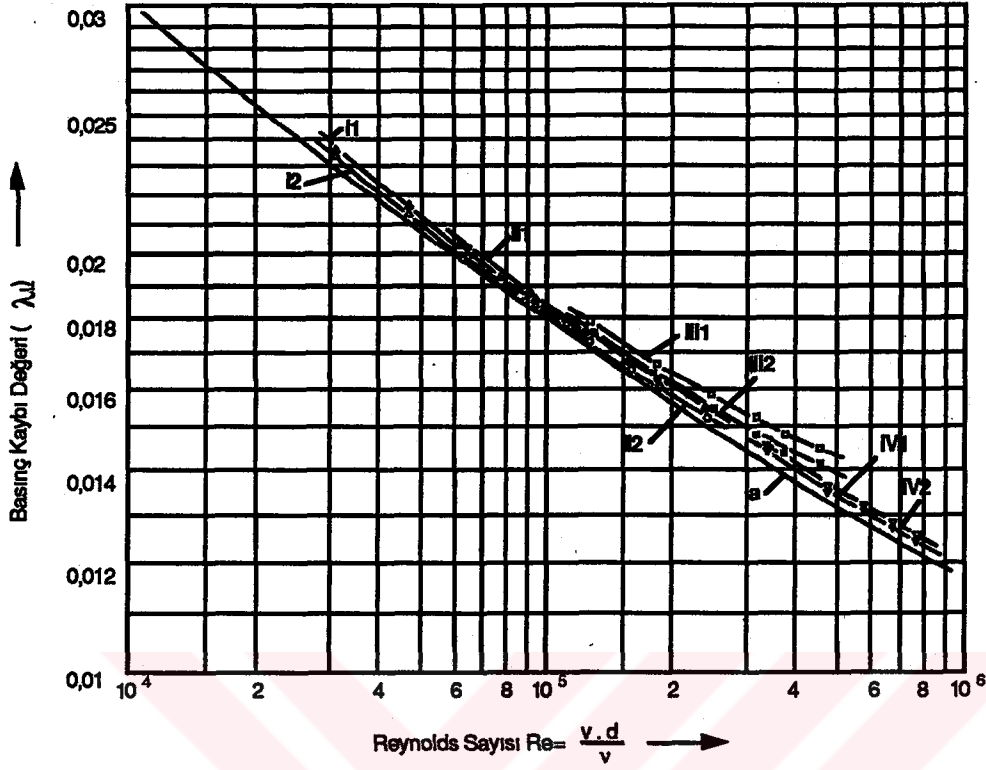
$\lambda_L \rightarrow$  Basınç Kaybı, Nikuradse'nin ölçümlerine göre Reynolds sayısı ve relatif pürüzlülüğün bir çok değişik fonksiyonundan biridir.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (F.1.3) \quad \text{Bu durum Şekil 1.2'de görülmektedir.}$$

$$\text{Relatif Pürüzlük} = \frac{d}{ks} \quad \lambda_L = \frac{64}{Re} \rightarrow \text{Basınç kaybı hesabı}$$

Şekil 1.2 Sürtünmesiz hava akımında  $\lambda_L$  basınç kayıp değeri





**Şekil 1.3**  
(F.1.3)'de belirtilen, boru çaplarına göre hava akımında 1'de başlayıp 2'de biten durumda ( $\lambda L$ ) basınç kaybı

- |     |          |
|-----|----------|
| I   | d= 50 mm |
| II  | d=100 mm |
| III | d=200 mm |
| IV  | d=400 mm |

Basınç kaybı ( $\lambda L$ ), 50, 100, 200 ve 400 mm çaplı borularda 10 m/s ve 35 m/s arasında hava hızlarında ölçülerek Şekil 1.3'de ifade edilmiştir. Şekil 1.3'deki değerler pnömatik taşımanın toplam alanını göstermektedir. Sadece teknik anlamda pürüzsüz borunun değerleri dikkate alınırsa sürtünmesiz ortamdaki hava akımıyla oluşan basınç kaybının pnömatik bir tesiste mal taşınmasıyla oluşan basınç kaybına oranla daha az olduğu anlaşılır. Bu durumda genelde pnömatik tesisler için  $\lambda L=0,02$  kabul edilebilir.

### 1.1.3. Akış esnasında tek bir tanenin durumu

Tane teorisiyle ilgili olarak 30 yıldan beri pnömatik taşımada bir çok tanımlamalar vardır. Bunlar Şekil 1.4'den 1.12'ye kadar görülmektedir. Hava akımındaki tek bir taneciğin duru-

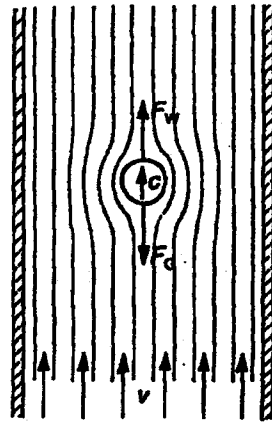
mu bilinmek isteniyorsa aşağıda belirtilen büyüklükler dikkate alınmalıdır.

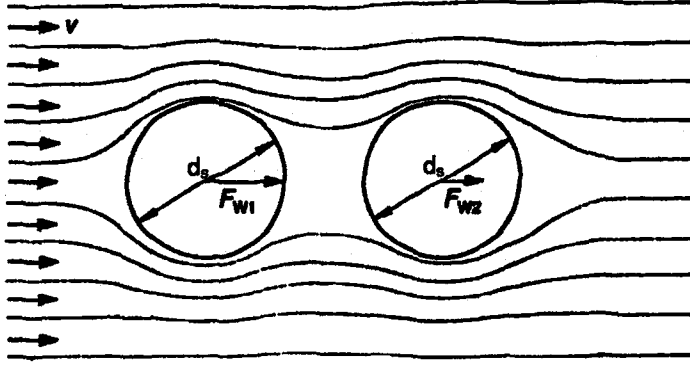
- a) Tane büyüklüğü
- b) Tane çapı
- c) Tane formu
- d) Çekirdek çevresindeki simetrik akım (Şekil 1.4)
- e) Birbirine yakın durumdaki taneler (Şekil 1.5)
- f) Boru çeperine yakın durumdaki taneler (Şekil 1.6)
- g) Dönen durumdaki taneler (Şekil 1.7)
- h) Boru akımının hız profili (Şekil 1.8)
- ı) Boru çeperine çarpan taneler (Şekil 1.9)
- k) Tanenin uzaktaki bir taneye çarpması
- l) Taşınan mal olmayan durumda türbülanslı boru akımı
- m) Taşınan mal olan durumda türbülanslı boru akımı

Mutlaka her bir tanecik hareketinin tarifinde oniki hareket büyüklüğünün her birinin dikkate alınması için çözümünü etkileyeci faktörler olacaktır. Bu araştırmada a, b, d, g ve i büyüklükleri incelenmiştir.

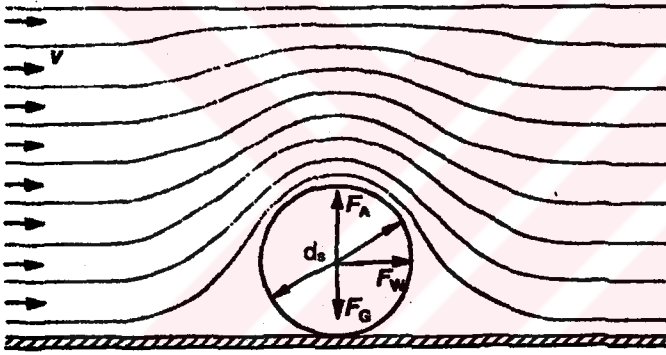
**Şekil 1.4**

Çekirdek etrafında simetrik akım

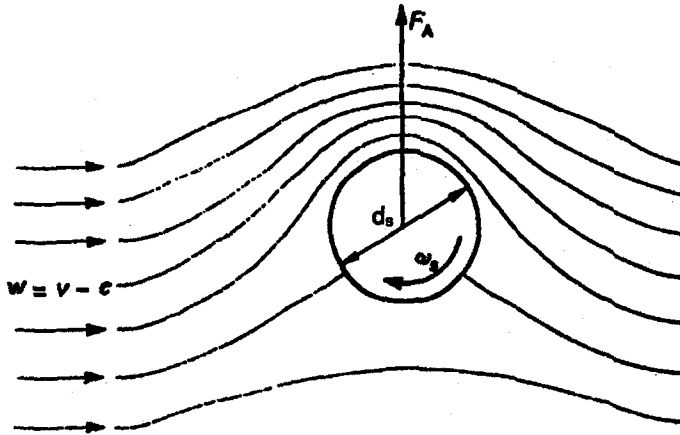




**Şekil 1.5**  
Birbirine yakın  
durumdaki taneler

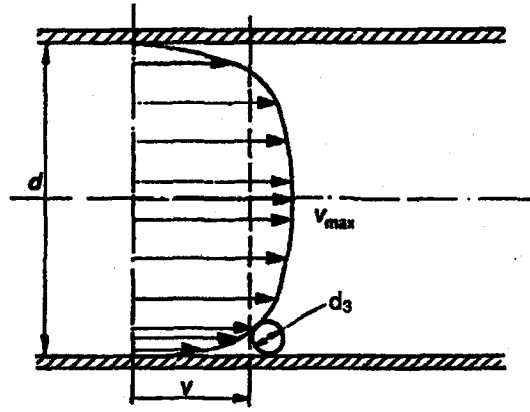


**Şekil 1.6**  
Boru çeperine yakın  
durumdaki taneler

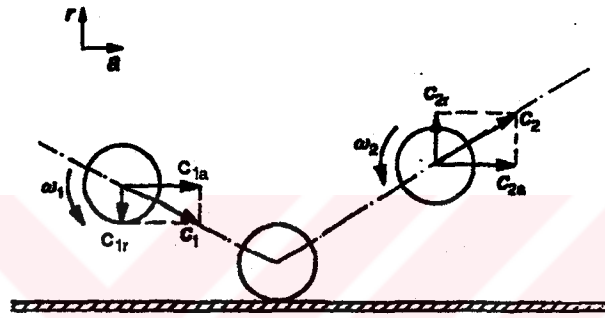


**Şekil 1.7**  
Dönen durumdaki  
taneler

**Şekil 1.8**  
Türbülanslı boru  
akımında hız profili



**Şekil 1.9**  
Boru çeperine  
çarpan taneler



#### 1.1.4 Tek bir tanenin hava akımında hızı

Bir tanenin dikine hava basıncı bulunan bir ortamda boşlukta hareket edebilmesi için gerekli hıza, boşlukta yüzme hızı denir. ( $v_y$ ) Bu aynı zamanda serbest düşme hızına eşittir. Şekil 1.4'e göre eğer statik kaldırma kuvveti ihmal edilirse, çevreden akma direnci  $F_w$ , tanecik ağırlığına eşit kabul edilebilir.

Boru ekseninde  $v$  hava hızı, olduğu durumda tane yoğunluğu ( $\rho_s$ ) her durumda hava yoğunluğuna ( $\rho_L$ ) göre daha büyük ve bunun gibi boru çapı ( $d$ ), tane çapı ( $d_s$ )'e göre daha büyük durumlarda; küresel bir çekirdek için aşağıdaki durumlar söz konusudur.

$F_w \rightarrow$  Çevresel akım direnci

$F_g \rightarrow$  Tane ağırlığı

$v \rightarrow$  Boru eksenindeki hava hızı

$\rho_s \rightarrow$  Tane yoğunluğu

$\rho_L \rightarrow$  Hava yoğunluğu

$d_s \rightarrow$  Tane çapı

$d \rightarrow$  Boru çapı

$$F_w = F_g$$

$$A_s \cdot c_w \cdot \frac{\rho L}{2} v^2 = g \cdot \rho_s \cdot \frac{\Pi}{6} d s^3$$

$$\frac{\Pi}{4} d s^2 \cdot c_w \cdot \frac{\rho L}{2} v^2 = \frac{\Pi}{6} d s^3 \cdot g \cdot \rho_s$$

$$v = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{g \cdot \rho_s \cdot d s}{c_w \cdot \rho L}}$$

$$v = v_y \sqrt{\frac{4}{3} \frac{g \cdot \rho_s \cdot d s}{c_w \cdot \rho L}}$$

**ÖRNEK:** Aşağıda değerleri verilmiş polietilen granülün boşlukta yüzme hızı ( $v_y$ ) hesabını yapınız.

Tane çapı :  $d_s = 3 \text{ mm}$

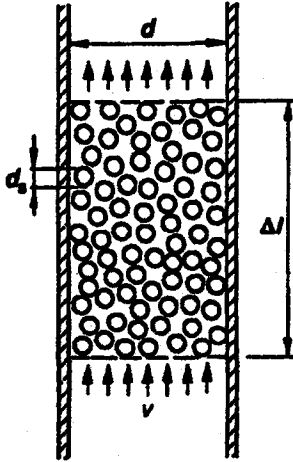
Tane yoğunluğu :  $1000 \text{ kg/m}^3$  ( $\rho_s$ )

$$v_y = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{g \cdot d_s \cdot \rho_s}{c_w \cdot \rho L}} = \sqrt{\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,003 \text{ m} \cdot 1000 \text{ kg/m}^3}{0,6 \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3}} = 7,4 \text{ m/s}$$

### 1.1.5 Dökme mal akış yatağında basınç kaybı

Bölüm 1.1.3'de boru akımında taneciklerin az veya çok olması durumunda hareketleri anlatılmıştı. Diğer bir durumda taneciklerin arasındaki hava geçme durumudur. Uygulamada bir çok tesislerde ve dökme mal depolarında bu duruma rastlanmaktadır.

$$\Delta p = \frac{1}{\psi^2} \cdot \bar{\lambda} \cdot \frac{\Delta l}{d_h} \cdot \frac{\rho L}{2} \cdot v^2 \quad (\text{F.1.5})$$



Şekil 1.10

Burada;

$\psi$  = Boşluk hacminin toplam hacme oranı

$\bar{\lambda}$  = Şekil 1.11'e göre Basınç kayıp değeri

$d_h$  = Sütunun hidrollik çapı

$d_s$  = Tane çapı

$v$  = Borudaki dökme malın hızı

$$dh = \frac{4 V_H}{A_s} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\psi}{1-\psi} \cdot ds \quad (F.1.6)$$

1.5 ve 1.6 eşitliklerinden

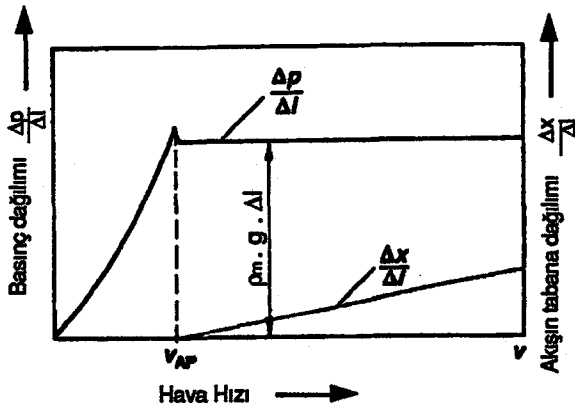
$$\Delta p = \frac{3}{4} \cdot \frac{1-\psi}{\psi^3} \cdot \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{ds} \cdot \frac{\rho L}{2} \cdot v^2 \quad (F.1.7)$$

(F.1.1) eşitliğine göre dökme mal akımındaki basınç kaybı da yığılma basıncıyla oranlıdır. Basınç kaybı, tane çapı (ds) küçüldükçe bununla birlikte lineer olarak artıyor ve bu küçülen boşluk hacminde yaklaşık üçüncü bir güç olarak büyüyor. Bu da özellikle daha sonra anlatılacak hava ile taşımada etkili olacaktır.

### 1.1.6 Akış Yatağı

Bölüm 1.1.5'de anlatılan dökme mal akımı başlangıçta sakin durumdadır. Yanyana ve tane formuna göre de tanelerin her biri birlikte olabilir. Hava hızı yükseldiğinde (F.1.7) eşitliğine göre basınç kaybı artar, basınç farkı ve kesitten doğan kuvvet hemen hemen dökme mal sütunu ağırlığına eşit olana kadar bu durum devam eder.

Şekil 1.2'de belirtilen akışkan tanıma çizgisindeki hava hızı, gevşeme noktasındaki hava hızı olarakta ( $v_{AP}$ ) adlandırılır. Daha yüksek hava hızlarında akışın tabanı genişler. Dökme mal sıvı durumda gevşeme noktasında bulunduğu tabandaki basınç  $\Delta p = \rho_m \cdot g \cdot \Delta L$  olacaktır. Bu eşitlik herhangi bir sıvı ile dolu bir kaptaki hidrostatik basınç eşitliğiyle aynıdır.



**Şekil 1.12**  
Akışkan tanıma  
eğrileri

Dökme mal yoğunluğu  $\rho_m$ , artan hava hızı ( $v$ ) ile gevşeme noktasında daha azalır ve oluk yüksekliği  $\Delta L$  aynı zamanda daha büyür.

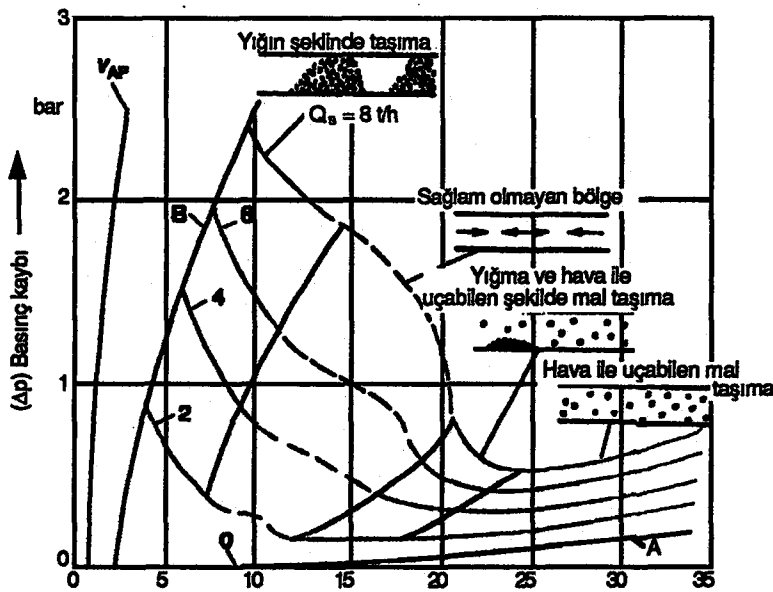
$(\rho_m \cdot (\Delta L))$   $F(1.7)$  eşitliğindeki gibi  $\Delta P$  basınç kaybı oluşun içindeki ağırlık değişmediği için sabit kalır.

Her dökme mal akışkan hale gelmeyebilir. Tane büyüklüğüne, tane parçalanmasına ve tane formuna göre bir dökme malın belirlenebilen hava hızı ( $v_{AP}$ ) çimentoda aşağı yukarı 1 cm/sn ve tahılda 1 m/s arasındadır. Taşınan malın akabilirliğinin daha iyi olmasına göre pnömatik taşıma daha iyi olur denemez. Çünkü ( $v_{AP}$ ) hızının büyüklüğü pnömatik taşımanın verimliliği için ölçü değildir.

## 2. PNÖMATİK TAŞIMADA DURUM DİYAGRAMI

### 2.1. Genel Problemler

Durum diyagramı hava içinde taşınan malın taşıma durumunu açıkça göstermelidir. ( $\Delta P$ ) basınç kaybını, hava hızını ( $v$ ), sabit ( $Q_s$ ) kapasitesinde gösterebilecek durumda olmalıdır. Direnç değeri vb. türetilen sayılar bulunmadan önce ilk adım bu bilgileri açıklığa kavuşturmak. Bunun için çizimin tüm parametreleri (Hava hızı, boru çapı, mal kapasitesi, hava yoğunluğu) belirlenmelidir. Taşınan her mal için dikine ve yatay taşıma için en azından kendine alt bir tane durum diyagramı varsa işimiz kolaylaşır. Bu mümkün olmadığından taşınan yol boyunca hava yoğunluğunun sabit kalması, daha sonra



Şekil 2.1

pnömatic taşıma tesislerinin meydana getirilebilmesi için geçerli genel durum diyagramları büyük sınırlamalarla ortaya çıkabilmektedir. Benzer bir diyagram Şekil 2.1'de görülmektedir.

Şekil 2.1'deki durum diyagramı;

Taşınan Mal: P.E. Granül

Boru çapı: 84 mm

Taşınma yüksekliği: 6 m

Taşıma Uzunluğu: 119 m

DİRSEK Sayısı: 10 Ad.

olan bir deney tesisine göre çizilmiştir.

Bu çizelgede belirli bir deney tesisinde polietilen granül için sabit kapasitede hava üzerindeki basınç kaybına değinilmiştir.

Koordinat sisteminin tüm yönlerinde bulunan sınırlamalarda  $Q_s$  eğrisi  $Q_s=sbt$  olmak üzere

a) V (+) yönde sonsuza doğru giderken, bu durumda havanın örneğin 40 m/s'den fazla hızlarda taneleri parçalayacağı düşünölmelidir.

b) P'nin (-) yönünde (A) sınır eğrisi ve  $Q_s=0$  olur. Bu eğrilerin altındaki bölgede hiçbir dökme mal taşınmaz.  $Q_s=0$  olduğunda (F.2.1) eşitliği ile verilen değerler 2.1'de taşıma tesisi için verilen değerlerle birbirine uyacaktır.

$$\Delta p_L = \lambda L \cdot \frac{\Delta L}{d} \cdot \frac{\rho L}{2} \cdot v^2 \quad (F.2.1)$$

c) (V)'nin (-) yönünde  $Q_s=sbt$  (B eğrisi üzerinde) durumdaki eğriler sona eriyor ve bu durumda Şekil 2.1'de altında kalan hava akma hızı taşınan malı taşımaya yetmeyecek duruma gelir.

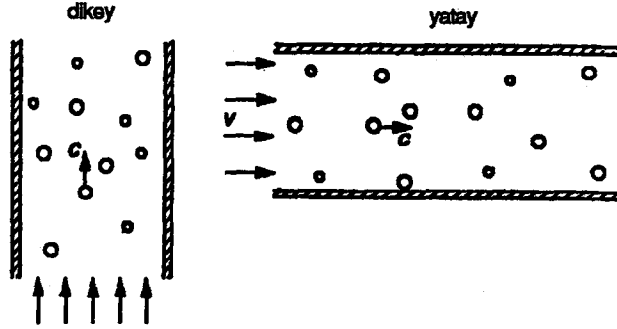
d) (P)'nin (+) yönünde oluşan bir üst sınır vardır, bunun üstündeki durumlarda da taşınan mal istenen miktarlarda taşıma tesisinde taşınmaz.

## 2.2 Hava akımı içinde uçan mal taşıma

Şekil 2.2'de görölen pnömatic taşımanın klasik bir şekli olan uçabilen mal taşımadır. Yüksek hava hızı ve Bölüm 1.1.3'de belirtilen herbir tane üzerindeki kuvvet, yaklaşık eşit olarak hava akımında boru kesitine dağılır. Tanecikler düzenli uzaklıklarla boru çeperine yayılır, arasına üstüste biner.

**Şekil 2.2**  
Uçan Mal Taşıma

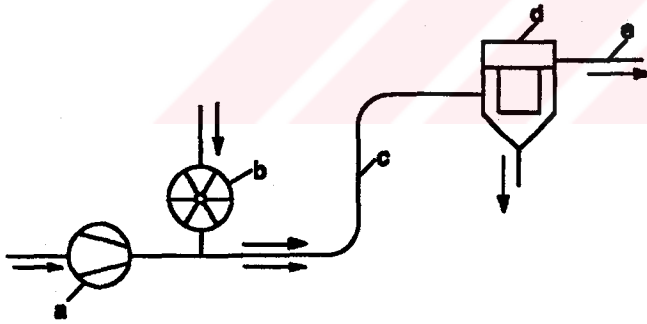
Taşınan Mal :Buğday  
Hava Hızı :25 m/sn  
Hız Oranı : $c/v$  0,7



20 m/s'den 35 m/s'ye kadar hava hızlarında malzemenin hava içinde yüzme hızı 10 m/s altında olması durumu vardır. Tanecik dik durumda geri düştüğü için bu herhangi bir tehlikeye oluşturmaz. Bu durum sıkça ileri sürülen hava hızının, hava içinde ilerleme (yüzme) hızının üç katına eşit olması gerektiği iddiasının yanlışlığını ispat eder.

## 2.3 Taşınan malın durumu

### 2.3.1 Taşınan malın tesisteki durumu



**Şekil 2.3**  
Pnömatik Basınç  
Tesis Şeması

- a) Kompresör
- b) Besleyici
- c) Taşıma Tesisatı
- d) Mal Ayırıcı
- e) Atmosfere Çıkış tesisatı

Şekil 2.3 pnömatik bir tesisin temel fonksiyonlarını, pnömatik basınç tesisi örneği ile anlatıyor.

(a)'daki kompresör atmosferden aldığı havayı taşıma için gerekli basınca getiriyor. Yüksek basınçlı hava borular yoluyla (c) aktarılıyor. Basınç dolayısıyla (b)'deki kepçeli çarktan taşınan mal taşıyıcı borulara akıyor. Taşınan hava ve mal borular vasıtasıyla havadan malı ayıran ayırıcıya kadar gelir. Ayrılan mal ayırıcıya akar ve depolanır. Hava tesisat vasıtasıyla dışarı akar. Taşınan malın hareketi taşıma aracı ve taşınan tesisin konstrüktif yapısıyla da ilgilidir.

### 2.3.2 Taşınan malın harekete geçmesi

Taşınacak mal harekete geçmeden önce ilk etapta taşıyıcı tesisatın durumu garanti edilmelidir. Bunun için şu koşulların sağlanması gerekmektedir.

a) Giriş kesiti yeterince büyük olmalıdır.

b) Taşınacak malın içeriye akma hızı az olmamalıdır ve taşıma yönünde tamamlayıcı bir kuvvet olmalıdır. Bu durum eğik düzlemlili bir giriş vasıtasıyla sağlanabilir.

c) Besleyici'den hava sızması içeriye giren mal akımına karşı kaçınılmaz bir durumdur. Ancak bu durum ihmal edilebilir düzeydedir.

d) Yatay durumda bir besleyici dikey durumda yukarı doğru mal aktaran bir besleyiciye göre, daha hızla aktarma yapabildiği için tercih edilir. Bunun dışında aşağı doğru akan mal 180° yerine sadece 90° dönmek durumundadır.

e) Dikine veya eğik aşağı doğru mal taşınan bir tesisdeki besleyicide taşınan mal serbest düşme ile taşındığı için her zaman daha avantajlıdır.

Temelde gerçekleşebilen mal akım kapasitesi ( $Q_s$ )

$$Q_s = \rho_m \cdot c \cdot A \quad \rho_m = \text{Mal yoğunluğu kg/m}^3 \quad (\text{F.2.2})$$

$$c = \text{Mal hızı} \quad \text{m/s}$$

$$A = \text{Kesit} \quad \text{m}^2$$

### 2.3.3 Hava içinde uçarak hareket eden taşımada malın harekete geçişi

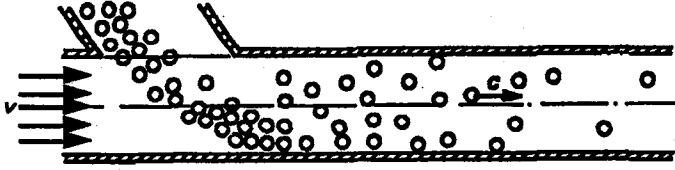
Taşınacak mal taşıyıcı boru tesisatına ulaştığında hava akımı tarafından sarılarak ( $V-c$ ) hız farkıyla hız alır. Hız alma kuvveti başlangıçta en büyük değerdedir ve mal hızı artarak ( $c$ )'ye ulaşır. Polietilen granül tane için bu yüksek hava hızı  $v=30$  m/s dir. (F.1.4)'de ve Bölüm 1.1.4'de belirtildiği gibi

$$F = FG \cdot \left( \frac{30}{7,4} \right)^2 = 16,4 FG$$

30 m/s hızla başlangıçta tane 16 (g) ile hızlanır ve 15 m/sn hız alt sınırında yerçekimi hızı 4 (g)'ye düşer.

Granül tane  $c=0$  m/s olduğu durumda (F.2.2)'ye göre hiç bir zaman mal akımı olmazdı. Taşıma yönündeki mal hızı küçük olduğu durumda, malın boru tesisatı içine girdiğinden

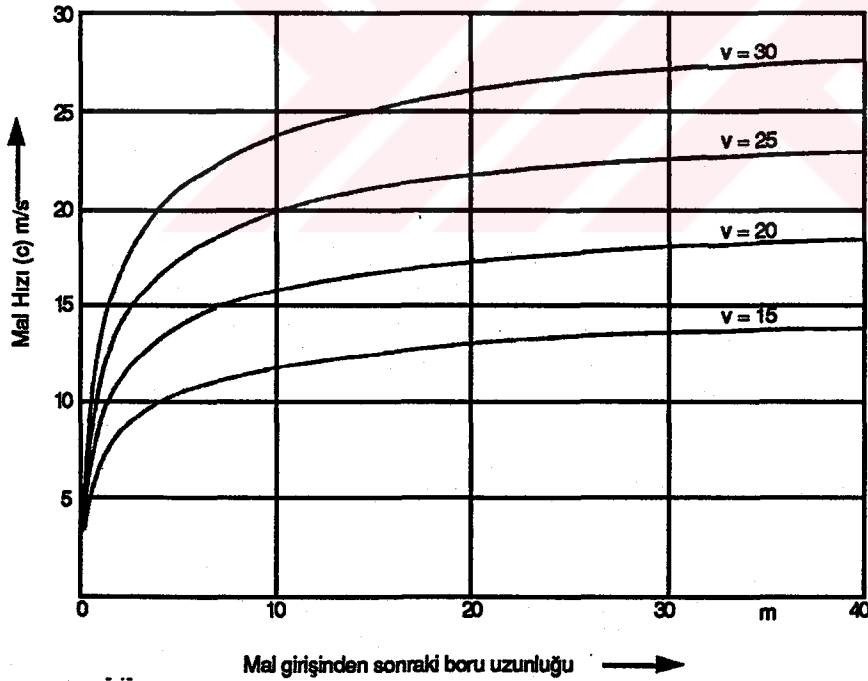
emin olunmalıdır. Daha küçük mal akım hızlarında hareket eden tanelerin sayısı daha azdır. Granül taneleri aşağıdaki belirtilecek hız sınırı boyunca birbirinden ayrılır. (Şekil 2.4)



**Şekil 2.4**  
Hız Sınırında  
Mal Akımı

Her bir tane Bölüm 1.1.3'de belirtildiği gibi hem aksenal hem de radyal yönde sayısız kuvvetlerle hareket etmektedir. Tanelerin bir kısmı boru çeperine çarpıyor ve enerjisinin bir kısmını bu çarpma esnasında kaybeder. Hız sınırında çepere sürtünme ve birbirine olan sürtünme ihmal edildiğinde, yatay taşımada mal hızının dağılımını aşağıdaki eşitlikle bulabiliriz.

$$l = \frac{v y^2}{g} \cdot \left( \frac{c}{v-c} \cdot \ln \frac{v}{v-c} \right) \quad (\text{F.2.3})$$



**Şekil 2.5**

$v_y=6,5$  m/s olan polistrol  
granülün, boru sürtünme kaybı  
olmadan teorik hız dağılımı

### 2.3.4 Yiğın halinde hava mal taşımada harekete geçme

Yiğın mal taşımada hava hızı 2 m/s'den 8 m/s'ye kadar olan hız değerleri taşımanın verimliliği açısından yetersiz kalabilir. Önce boru tabanında yığılma meydana gelir ve arka arkaya hareket eden mallar yavaş yavaş yiğın mal akımını oluşturur. Asıl taşıma yiğın malların boru içinde ardarda gelmesi ve boru kesitini doldurmasıyla başlar. Bundan sonra yiğın malın başında ve sonunda bir basınç kaybı meydana gelir. Taneler boru tesisatı boyunca parçalanır. Tanelerin hızı aşağı yukarı 1 m/s ile 3 m/s arasındadır. Tek bir tane nin hızı hem hava hızından, hem de toplu halde giden mal hızından daha azdır.

Malın taşımada hız küçük olduğu için, hareket haline geçmede ek bir basınç kaybı oluşmaz. Uçabilen mal taşıma ve yiğın mal taşıma temelde bu noktada birbirinden ayrılır.

### 2.3.5 Atalet durumu

Uçabilen mal taşımada atalet durumunun sabit bir durum gösterdiği söylenebilir. Tanelerin herbiri boru çeperine çarpar veya diğer bir tane üzerine çıkarak onu frenler ve tekrar harekete geçer. Bu hareket taşınan yol boyunca devam eder ve atalet durumunda ortalama bir (c) mal hızı bulunur. Bu mal hızı sabit bir basınç düşümünde taşınan yol boyunca meydana gelir.

#### 2.3.5.1 Yatay taşımada atalet durumu

Mal akımında oluşan ek basınç ( $\Delta p_s$ ), tanelerin hava akımında akıp gitme hızının bir fonksiyonudur. Mal ve hava hızları oranı (c/v) aşağıda belirlenen ek basınç kaybını getirir.

$$\frac{c}{v} = 1 - \frac{A_1}{v} \cdot \left( \sqrt{1 + 2 \frac{v}{A_1}} - 1 \right) \quad (F.2.4)$$

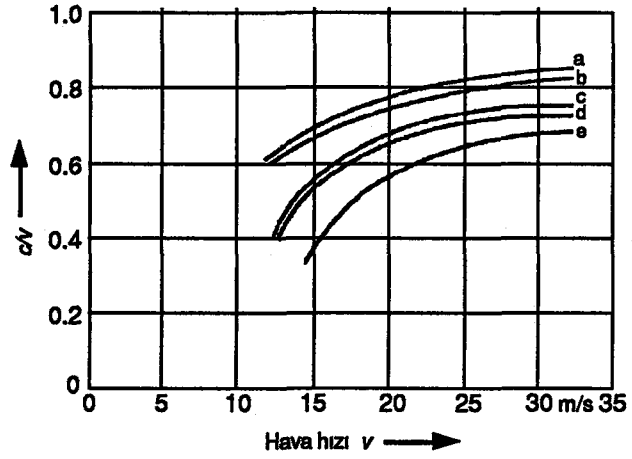
$$A_1 = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{d^2 \cdot v_y \cdot \Delta p_s}{9 \cdot \rho_s \cdot \Delta l}$$

(F.2.4)'de verilenlere göre, hava hızı (v)'ye bağımlı c/v hız oranı Şekil 2.6, 2.7, 2.8'de açıklanmıştır. Buna göre;

**Şekil 2.6**

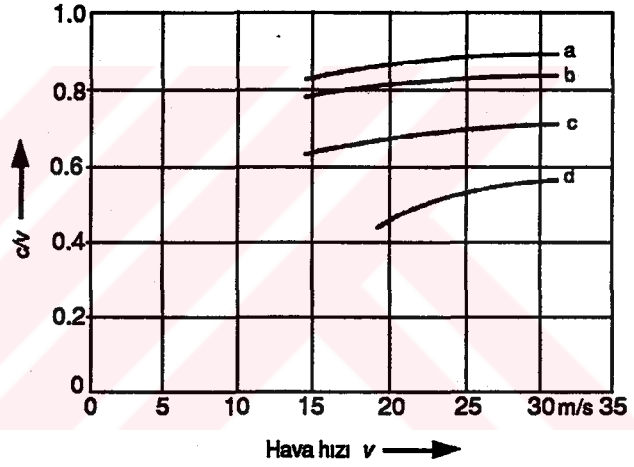
Tohumların yatay taşınmasında hız oranı değerleri

	Tane Çapı (ds) (mm)	Tane Yoğunluğu (Kg/m <sup>3</sup> )
a - Mercimek	1.14	1420
b - Pirinç	1.92	1140
c - Buğday	4	1380
d - Çavdar	3.44	1390
e - Bakla	6.1	1340

**Şekil 2.7**

Yatay taşımada dökme malın farklı yoğunluk değerlerinde c/v hız dağılım değerleri

	Tane Çapı (ds) (mm)	Tane Yoğunluğu (Kg/m <sup>3</sup> )
a - Polistrol granül	1.02	1070
b - Mercimek	1.14	1420
c - Cam küre	1.14	2990
d - Çelik küre	1.08	7850

**Şekil 2.8**

Yatay taşımada dökme malın farklı yoğunluk değerlerinde c/v hız dağılım değerleri

a - d = 50 mm
b - d = 100 mm
c - d = 200 mm
d - d = 400 mm



a) Uçabilen mal taşımadaki hız oranları yığma mal taşımadakine göre daha fazladır. (Şekil 2.7)

b) Yatay pnömatrik uçan mal taşımada, yaklaşık sabit bir hız oranı hava hız alanı üzerindedir.

c) Küçük taneler kaba tanelere göre daha büyük bir hız oranına sahiptirler. Bu tüm konumlarda boşlukta serbest uçabilen taneler için geçerlidir. Ağır taneler için geçerli değildir.

d) Ağır bir mal taşıma tesisi içinde, hafif mala göre daha yavaş hareket eder.

e) Büyük çaplı boru içinde taneler, küçük çaplıya göre daha hızlı hareket eder.

### 2.3.5.2 Dikey Taşımada Atalet Durumu

Dikey boruda ağırlık kuvvetinin aşılmasıyla yukarı doğru bir basınç kaybı ortaya çıkar. Diğer taraftan ağırlık kuvveti aksenal yönde etki yaptığı için çepere çarpmayla oluşan enerji kaybı daha azalır. Bu durumda uçabilen ve yığın mal taşımada çeper sürtünmesinden oluşan minimum basınç kaybı teorik olarak ihmal edilebilir.

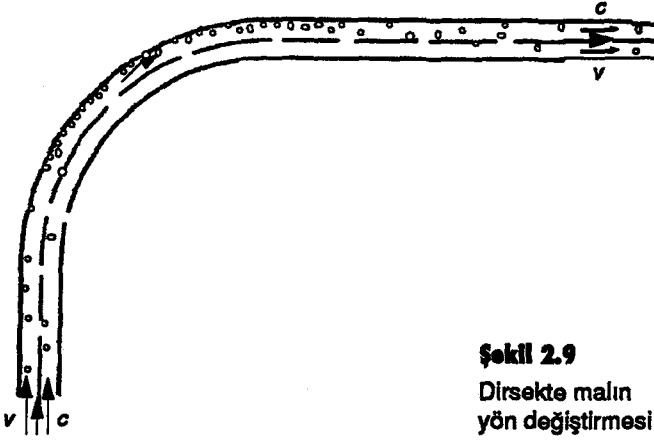
J. Flatow ve R. Vollheim uçabilen taşımada atalet durumunu Şekil 2.6'da ve Şekil 2.7'deki gibi, 12 m/sn'den sonra hız değeri içine girdiğini ölçtüler. Vollheim dikey borudaki atalet durumunda mal hızı (c)'yi çeper sürtünmesi olmadan,

$$c = v - v_r \quad (F.2.5)$$

F.2.5'e göre dikey boruda sabit bir c/v hız oranı verilemez. Bundan dolayı da Flatow yatay boruda bölünen, dikey borudaki basınç kaybı faktörünü hiç bir zaman sabit kabul etmez. Bu güne kadar verilen 1,6 ile 2 arasındaki değer bu durumda doğru değildir.

### 2.3.6 Boru dirseğinde malın yönlendirilmesi

Mekanik taşımaya karşılık olarak pnömatrik taşımada, malın taşınma yönü basit bir dirsekle ayarlanabilir. Uçabilen mal taşımada dirseğin olduğu bölgede, taşınan mal hava akımında savrulur, havadan ayrılabilir.



**Şekil 2.9**  
Dirsekte malın  
yön değiştirmesi

### 2.3.6.1 Dirsek Akımı

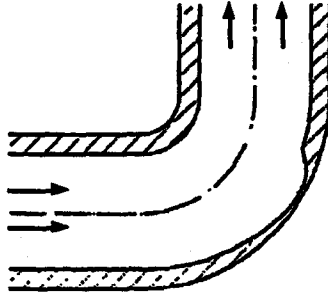
Boru dirsek içindeki taşıyıcı hava, taşınan malın da dönmesi sonucunda ataletle, malla birlikte veya ayrı olarak dirsek çeperine çarpar. Bu durumda taşınan malın dirsek dış çeperine çarpmasıyla kinetik enerjisinin bir bölümü kaybolur. Taşınan malın büyük bölümü dirsek dış yüzeyinde, dirsekten ayrılana kadar kayar. Daha sonra uçabilen taşımada taşınan mal hava akımı etkisine girer ve boru kesitine dağılır. Özellikle taşınan elastik mallarda ve büyük radyuslu dirsek taşınan malın bir kısmı dirseğin iç çeperine çarpar veya taşınan mal borunun içinden dirsek dış çeperine doğru hareket eder.



**Şekil 2.10**

### 2.3.6.2 Dirsekte malın aşınması - Dirsek aşınması

Her bir tanenin dirsek dış yüzeyine ulaşmasıyla tane ve dirsekte kuvvetli bir aşınma meydana gelir. Uçabilen mal taşımada yüksek hızlarında (Örneğin 28 m/s  $\approx$  100 km/h) sık sık kırılan tane yerine, aşınan tane taşınır. Tersine abrasiv (aşındırıcı) mal taşımada mal aşınması yerine tesiste aşınma daha fazladır. Şekil 2.11'de bu durum detaylı görülmektedir.



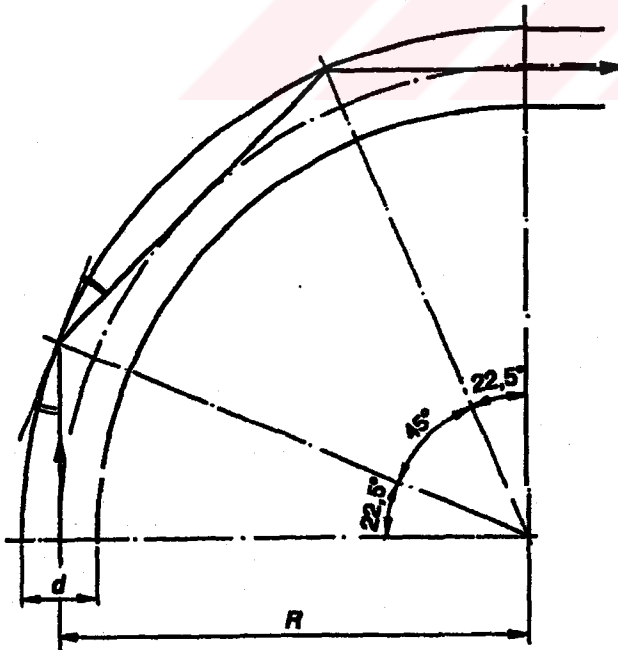
Şekil 2.11

Eğer dirsekte özel olarak yapay bir aşındırılmış bölge meydana getirilirse, bu bölgede taşınan mal kalır ve üstüste yığılarak taşınan malın daha az aşınmasına neden olur.

### 2.3.6.3 Dirsek Geometrisi

K. Wagner dirsek dış duvarında sıçrayan tanelerin, ideal durumda elastik olarak duvara vurma ve ayrılma açılarının eşit olduğu durumu hedefler. Şekil 2.12'de görülen iki değme noktası, dirsek radiusu  $R$ 'nin boru dış çapı  $d$ 'ye oranını

$$R/d = 6,07 \text{ kabul eder.} \quad (F.2.6)$$



Şekil 2.12  
İki değme  
noktalı  
boru dirsek

$$\cos 22,5^\circ = \frac{R}{R + \frac{d}{2}} = \frac{1}{1 + \frac{d}{2R}}$$

$$\frac{R}{d} = 6,07$$

Bazı imalatçılar  $R/d=6$  olarak pnömatik taşıma tesisleri için dirsek imal ederler. Taneler dirsekte sıçrayamadığı ve kaydığı için bu durumda, daha önce dirsek akımında belirtilen şekilde akış hareketlerinin olması normaldir. Hava akımında uçabilen mal taşımada dirsek radiusunun küçük olmaması gerekir. Genelde eklemeye yapılan dirsekler için. (F.2.6)'da en küçük sonuçlar ortaya çıkacaktır. Bu değer sökülebilen yapılarda  $R/d=4$ 'e kadar ve tek fazlı boru akımında boru dirseği için  $R/d=2,5$  veya 1,5 seçilebilir. Bu durumda pnömatik uçan mal taşıyan tesislerde daha büyük durma tehlikesi olduğundan tavsiye edilmez.

Pnömatik taşımada kullanılan dirsekler için dirsek radiusu değerleri;  $R=500,1000,1500,2000$  mm olabilir. Bu değerler  $R/d=6$  formülüyle kullanılmış, denenmiş değerlerdir. Büyük radiuslu dirseklerde belirli bir sınıra kadar basınç kaybı daha azdır.

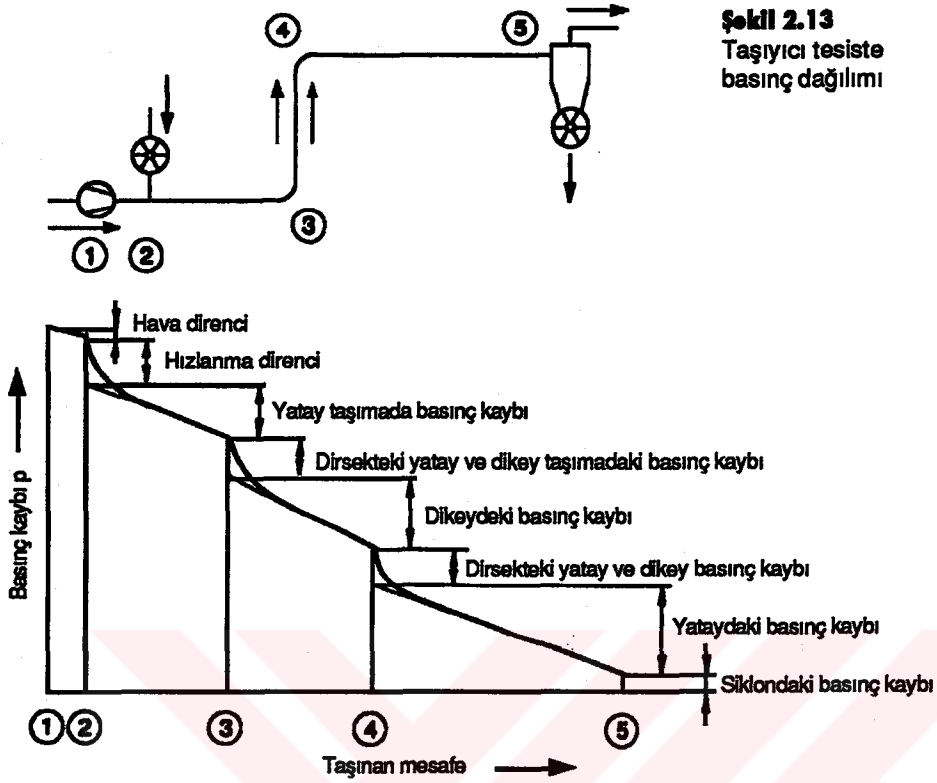
#### **2.3.6.4 Dirsekte basınç kaybı**

Taşınan malın boru çeperine sürtünmesiyle taşınan mal frenlenir. Dirsekteki boru düzlük bölgesinde mal hızı tekrar atalet bölgesindeki (c) hızına ulaşmalıdır. Bu hız hareketi Şekil 2.5'de başlangıç hızının sıfırdan (0) farklı olduğu durumdaki hıza benzer bir durumdadır ve (c) hızı ile hareket başlar.

Bunun için dirseğin içinde taşınan mal için ek basınç kaybı Şekil 2.6'daki benzer bir durumdur. Taşınan malın hareketlenmesine basınç kaybının %30 ~ %50'ye varan kısmı dirsekteki kayıplardan ileri gelir. Hız kaybına neden olan dirsek kaybının oranı, herşeyden önce taşınan mal, dirsek radiusu ve hava hızına bağlıdır.

#### **2.3.7 Boru tesisatı boyunca basınç dağılımı**

Bundan önceki bölümlerde taşıyıcı tesis içinde taşınan malın hareketi anlatılmıştır. Buradaki hareket sadece; eğer kompresör gücü, sürtünme kaybını aşarsa verimli durumdadır. Şekil 2.13'de bir tesis örneğinde basınç dağılımı anlatılmıştır.



## 2.4 Vakum ve Basınç Tesisi

Kompresör taşıma tesisinden önce veya sonra olmasına ve taşınan dökme malın bulunduğu yere göre pnömatik emme ve basma tesisleri birbirinden ayrılır. Her iki durumdaki taşımada da başlangıçta yüksek olan basınçta boru tesisi boyunca bir kayıp meydana gelir. Emme tesisinde atmosfer basıncında taşıma işlemi yapılır. Bu nedenle tüm tesiste alçak basınç vardır.

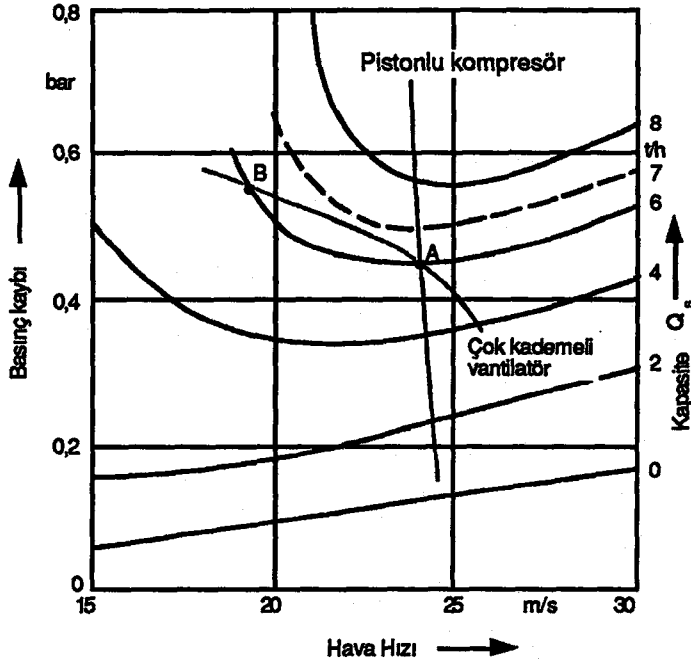
**Tablo 2.1** Pnömatik Vakum ve Basınç Tesislerinin Karşılaştırılması

KRİTER	VAKUM TESİSİ	BASINÇ TESİSİ
Mal Alma	Atmosfer basıncında (+)	Yüksek basınçta (-)
Boşaltma	Açık basınçta (-)	Atmosfer basıncında (+)
Max. taşımada basınç farkı	0,4 ~ 0,5 bar (-)	6 ~ 25 bar (+)
Kompresör büyüklüğü	Büyük (-)	Daha küçük (+)
Max. taşıma mesafesi	Az (-)	Daha fazla (+)
Boru çapı	Büyük (-)	Daha küçük (+)
Erişebilen max. taşıma kapasitesi	800 t/h (+)	400 t/h (-)
Aktarma yolu	Birçok noktadan mal alınabilir (+)	Birçok noktaya mal verilebilir (+)
Toz giderme maliyeti	Fazla (-)	Daha az (+)
Toz oluşumu	Yok (+)	Oluşabilir (-)
Yığınmalı taşıma	Uygun değil (-)	Daha uygun (+)
Tıkanma tehlikesi	Fazla (-)	Daha az (+)
Tıkanma tehlikesi azaltma maliyeti	Daha az (+)	Fazla (-)
Tesis masrafı	Fazla (-)	Daha az (+)
İşletme masrafı	Fazla (-)	Daha az (+)
AVANTAJLAR	(+5)	(+10)
DEZAVANTAJLAR	(-10)	(-5)

## 2.5 Pnömatik bir taşıma tesisinin işletme noktası

Tek faz akımlı bir tesisin işletmesinde olduğu gibi, bir pnömatik taşıma tesisinin işletme noktası kompresör tanımlama çizgisi ve tesis tanımlama çizgisinin kesişme noktası olarak kabul edilir. Tesis tanımlama çizgisi Bölüm 2.1'de anlatılan durum diyagramıdır.

Şekil 2.14'de, Şekil 2.1'deki durum diyagramının, uçabilen mal taşımaya ilgili kısmı bulunmaktadır. Bunun için  $\Delta p(v)$  veya  $\Delta p(v)$  tanımlama çizgisi bir pistonlu kompresör veya bir vantilatör için kabul edilebilir. Burada çok kademeli bir vantilatör alınmıştır,



**Şekil 2.14**  
Pnömatik bir taşıma tesisinin işletme noktası

A → Reel İşletme Noktası  
B → Reel Olmayan İşletme Noktası

Şekil 2.14'de pistonlu kompresör veya vantilatörle hava veren 6 t/h kapasitede bir tesisin A işletme noktasında aşağıdaki değerler söz konusudur.

$$v=24 \text{ m/s}$$

$$\Delta p=0,45 \text{ bar}$$

$$Q_s=6 \text{ t/h}$$

Eğer mal taşıma kapasitesi 7 t/h yükselseydi; basınç kaybı, kompresörü işletmede 0,5 bara yükselirdi ve hava hızı yaklaşık aynı kalırdı. Basınçlı hava çok kademeli bir vantilatörle sevk edilseydi;  $Q_s=7 \text{ t/h}$  reel olmayan bir kesişme noktasına yükselirdi. Bu durumda tesis tıkanma noktasına gelebilecektir.

Aşağıdaki kriterler Şekil 2.14'de benzeri bir grafiğin nasıl oluşturulacağı konusunda yardımcı olabilir.

- 1- Reel bir tesis ve kompresör tanımlama çizgisi kesişme noktası bulunmalıdır.
- 2- Kompresör tanımlama çizgisi kesişme noktasında tesis çizgisine göre dik olmalıdır.
- 3-Taşınan mal kapasitesinin farklı durumlarında da kesişme noktası reel olmalıdır.
- 4- Pistonlu kompresör içeren vakum tesislerinde de gerekli hava akımı atmosfere

bırakılmalı ve düz kompresör tanımlama çizgisi basınç tesisindeki gibi dikkate alınmalıdır.

5- Hava sıcaklığının vantilatör işletimindeki basınç yükselmesine etkileri kesindir ve mutlaka kompresör tanımlama çizgisinin dikliği dikkate alınmalıdır.

6- Sistemdeki sızıntılarda (örneğin hava kaçaqları) hacimsel hava akımı mutlaka değişir. Bunun dışında kaçak hava miktarına bağlı olarak, kompresör tanımlama çizgisinin dikliği değişir.

### **3. TAŞINAN MAL ve TAŞIMA ARACI**

Pnömatik taşıma;

- Taşıma tesisi
- Taşınan mal
- Taşıma aracı, komponentlerinin birleşimiyle ifade edilir.

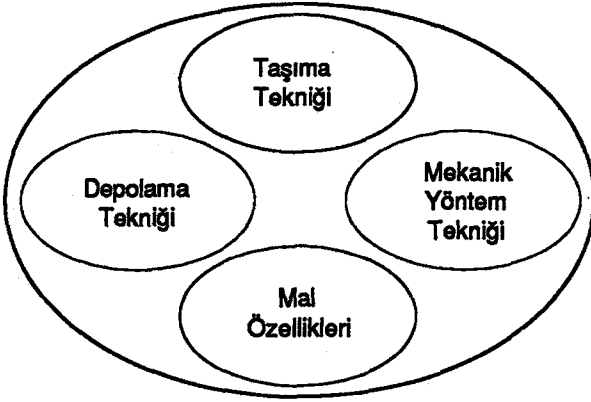
#### **3.1 Dökme malın pnömatik taşınması**

Taşıma tekniğinde dökme mal ve parça mal birbirinden ayrılır. Kaba taneli mallar, örneğin plastik parçalar, hava ile pnömatik tesise basılır, bu durumda pnömatik parça mal taşıma "Pnömatik posta" olarak adlandırılabilir. Pnömatik posta ile yazılı belgeler, kitaplar, dosyalar ve diğerleri pnömatik taşınabilir. Boru içinde hareket edebilen kutular içine yazılı evraklar konulur. Kutu yaklaşık olarak tüm boru kesitini doldurur. Hava borunun içine basılır ve kutunun hızı hemen hava akımı hızına ulaşır. Bu hareket temelde, problemsiz tek fazlı boru akımı olarak tanımlanabilir. Bölüm 2'de de bahsedildiği gibi pnömatik dökme mal taşıma daha zor tanımlanabilen bir durumdur. Dökme malın sayısız farklı özellikleri ve hava akımında farklı davranışları vardır.

##### **3.1.1 Dökme malın tanımlanması**

Şekil 3.1'de pratikte ve bilimsel olarak pnömatik taşıma 4 temel başlıkta tanımlanmaktadır.

Şekil 3.1



### 3.1.2 Pnömatik taşınabilen dökme malların özellikleri

Genelde endüstriyel amaçlar pnömatik taşıma tesislerini ortaya çıkarır. Tablo 3.1'den taşıma için önemli mal özelliklerinden birkaçı alınarak Tablo 3.2 oluşturuldu ve pnömatik taşıma için değerlendirildi. Bu özellikler bir çok tecrübeler ve subjektif değerlendirmelerle ortaya çıkmıştır.

**Tablo 3.1** Endüstriyel amaca göre dökme mal özellikleri

KRITER	ÖZELLİK
Ağırlık	Mal yoğunluğu Ortam yoğunluğu Boşluk Hacmi Yoğuşma
Ölçüler	Tane Çapı Tane Formu Tane Büyüklük Sınıfı
Akış Hareketi	İç sürtünme Kohezyon Çeper sürtünmesi Adhezyon Mal geliş açısı
Aşınma	Tane sertliği Parçalanan taneler

Dinamik	Elastikiyet modülü Çarpma faktörü
Akım	Düşme hızı Direnç değeri, ( $c_w$ ) Basınç kaybı değeri, ( $\lambda_s$ ) Uçabilen mal taşımadaki hava hızı, ( $v$ ) Taşınan mal kapasitesi, ( $\rho_s$ ) Akışkanlık
Sıcaklık	Mal sıcaklığı Yanabilirlik Patlama basıncı Patlayıcı basınç yükselmesi
Rutubet	Mal rutubeti Higroskopik özellikler Yapışkanlık Emicilik özelliği
Çevre	Koku etkisi (Rahatsız edici) Kolayca bozulabilirlik Toz oluşturma Zehirlilik

**Tablo 3.2** Pnömatik Taşıma için Tablo 3.1'in sonuçları

Taşınan mal özelliği	Pnömatik taşıma için gerekli koşullar
Mal yoğunluğu	Tesis şekli ve giriş büyüklüğü için etkilidir (Vakum-Basınç)
Ortam yoğunluğu	Artan ortam yoğunluğu ile basınç kaybı da artar
Boşluk hacmi	Az hacimli durumlarda yığın mal taşınmaz
Tane çapı	Taneli mal taşımada ( $d_s > 1 \text{ mm}$ ), basınç kaybı tane çapı büyümesi ile artar. Çok küçük taneli mallar bazen kaygan boruda pışırılır.
Tane formu	Silindirik veya eğri formlu taneler her durumda taşınır. Lifli ve düz formlu parçalar taneli taşımaya uygun değildir.
Çeper sürtünmesi	Artan sürtünme, taneli mal taşımaya zorlaştırır ve hava ile mal taşımada basınç kaybını artırır.
Kohezyon-Adhezyon	Kohesiv ve adhesiv taşınan mallar sadece özel yöntemlerle taşınabilirler.
Kırılan taneler	Devamlı kırılan taneli malların taşınmasından kaçınılmalıdır.
Yanabilirlik	Toz formda, patlayabilir mallar koruma gazı eşliğinde taşınmalıdır.

### 3.2 Dökme mal özelliklerinin örnekleme, tescili

Bir ölçüm laboratuvarında dökme mal özelliklerini ölçmek için sayısız ölçü aleti geliştirilmiştir. Bunlardan bir kaçı özelliklerin bulunması için yeterli olmayabilir. Mal özellikleri ölçülüp, tescil edildikten sonra firmaya özel bir bilgi bankasında bunlar saklanmalıdır. Bu bilgiler firmaların tesis planlamasında faydalı olacak değerleri içerir. Tescil için gerekli bilgiler daha önce Tablo 3.1'de anlatılan konularda olmalıdır.

### 3.2.1 Taşınan dökme malın ağırlığı

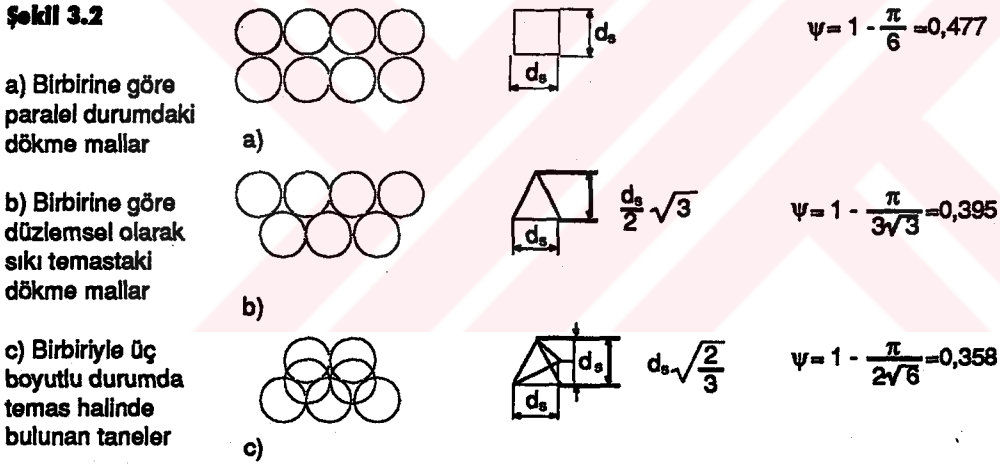
VDI'ye göre dökme malın yoğunluğu bir kabın içine dökülmüş malın hacimsel ölçüsüyle bulunur. Ölçüm kabı olarak genelde 1 dm<sup>3</sup> olabilen bir ölçüm kabı kullanılır.  $\rho_{ss}$ →dökme mal yoğunluğu, içeriğin ağırlığının hacme bölünmesiyle bulunur. Dökme malın sarsılması sonucundaki ağırlığın hacme oranı  $\rho_{sR}$  sarsma yoğunluğu, önceki yoğunluğa göre %30'a kadar daha büyük değerde olabilir.

Boşluk hacmi  $\Psi$ , dökme mal yoğunluğu ve ortam yoğunluğunun bir fonksiyonudur.

$$\Psi = 1 - \frac{\rho_{ss}}{\rho_s} \quad (F.3.1)$$

Boşluk hacmi dökme malın geometrisine ve tane formuna da bağlıdır.

Şekil 3.2



### 3.2.2 Dökme malın sınıflandırılması

Pnömatik taşımada, taşıma yönteminin (vakum, basınç) belirlenmesi için tane çapının büyüklüğü önemlidir. Tane çapına göre dökme mallar aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir.  $d_s$ ;

- 0'dan 0,5 mm'ye kadar toz formu taneler,
- 0,1'den 1mm'ye kadar ince taneli,
- 1 mm'den 10 mm'ye kadar taneli,
- 10 mm'den 100 mm'ye kadar kaba taneli,

100 mm'den büyük taneli olanlar parça mal sınıfına girer. Dökme malların çok azında tane çapı ve formu birbirine yakın ölçülerdedir. Kontrolleri genelde eleme yöntemiyle yapılır.

### 3.3 Tanenin hava akımında yüzme hızı ve çevresinde oluşan dirençler

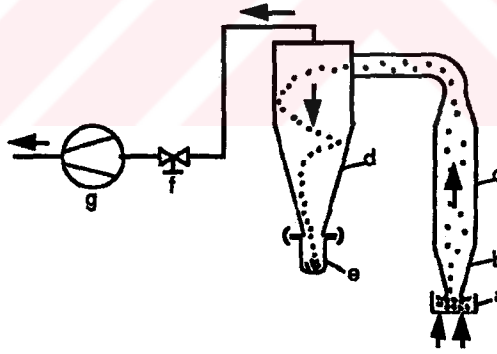
Yüzme hızı veya alçalma hızı polietilen granül için Bölüm 1.1.4'de (F.1.4) eşitliğiyle hesaplanmıştı. Taşınan malın aynı büyüklükte tanelerden oluşmadığı ve taneler arası bir bölünme ve sürtünme (Tane-Tane) (Çeper-Tane) olduğu bilinmektedir. Eğer tane küresel formda değilse her bir tanenin yüzme hızı farklıdır. Tane dönerek hava akımında hareket ediyorsa, taşıma esnasında yüzme hızı değişir.

Bu faktörleri ölçebilmek için ACKERMANN Şekil 3.3'dekine benzer bir süzme tesisi inşa etti. Burada dik bir cam boru haznesi içinde 100 gr ağırlıkta yukarı doğru taşınan deney malı, yine yukarı doğru yönlendirilmiş hava akımı içerisinde ölçüme tabi tutulur. Küresel formu tanelerin tane şekli ne kadar sağlamsa, yukarı doğru çıkan haznede o kadar fazla hareket eder.

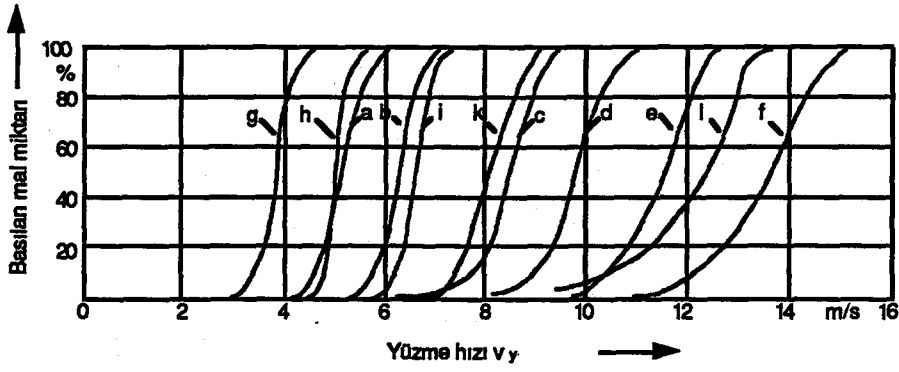
**Şekil 3.3**

Taşınan malın yüzme direncinin ölçülmesi

- a) Elek tabanlı kap
- b) Konik yükselen boru
- c) Silindirik boru
- d) Siklon ayırıcı
- e) Toplama haznesi
- g) Emici vantilatör

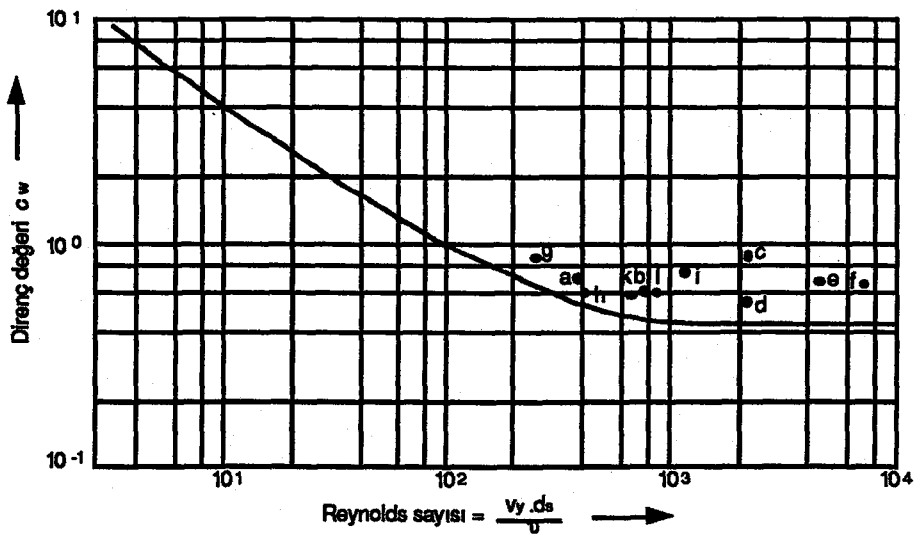


11 Adet mal için yapılan ölçümler Şekil 3.4'de görülmektedir. Taşınan mallar için direnç değerleri, (F.1.4) eşitliğiyle hesaplanan yüzme hızına bağlı olarak (cw) hesaplanır. Bu değerler Şekil 3.5'de Reynolds sayısına bağlı kalınarak grafik haline getirilmiştir.



Şekil 3.4 Yüzme tanımlama çizgileri

	Tane çapı ( $d_s$ ) mm	Tane yoğunluğu ( $\rho_s$ ) kg/m <sup>3</sup>
a) Mercimek	1,14	1420
b) Pirinç	1,92	1140
c) Buğday	4,0	1380
d) Çavdar	3,44	1390
e) Bakla	6,1	1340
f) Fasulye	8,1	1390
g) İnce polistrol	1,02	1070
h) Orta polistrol	1,27	1070
i) Kaba polistrol	2,7	1070
k) Küresel cam	1,14	2990
l) Çelik küre	1,08	7850



Şekil 3.5 Küresel taneli taşınan malların, yüzme hızında Reynolds Sayısı

Basınç kayıp değeri ve gerekli hava hız değeri bir pnömatik tesisin hesaplanmasında önemli değerlerdir. Bugünkü durumda bilimsel yöntemlerle laboratuvarında belirlenen direnç değerleri taşıma tesislerinde kullanılamaz. Bu güne kadarki tesis imalatçılarının tecrübeleri dikkate alınır.

### 3.4 Taşıma Aracı

Bölüm 2'de pnömatik taşımayı basitçe anlatabilmek için taşıma aracı olarak sadece hava ele alınmıştır. Temelde gaz haldeki tüm maddeler pnömatik taşıma için uygundur. böyle bir durumda aşağıdaki koşullar dikkate alınmalıdır.

#### 3.4.1 Gaz kanunlarının etkileri

Pnömatik taşıma için kullanılacak araç veya akışkan atmosferde bulunan gazlardır. Termik durum eşitliği aşağıdaki gibi tarif edilen ideal gazlar taşıma için kullanılabilir durumdadır.

$$\frac{p}{\rho_N} = R_i \cdot T \Rightarrow \rho = \frac{p}{R_i \cdot T}$$

$R_i$  → Gaz sabitesi, sabit basınçta 1 kg gazın sıcaklığının her derece artışında dışarı verebildiği enerji anlamındadır.

$\rho_L$  → Gaz yoğunluğu

$T$  → Sıcaklık

(F.3.2) eşitliğinden gaz yoğunluğunun hem sıcaklık, hem de basınçla değiştiği anlaşılır. Pnömatik bir taşıma tesisinde taşınan malın durum değişimleri genelde izoterm durum değişimi şeklinde ortaya çıkar. Taşınan mal veya taşıyıcı gazın sıcaklıkları farklıysa, mal girişinden kısa bir süre sonra, tesisat içinde taşınan malın sıcaklığı, taşıyıcı gazla birlikte "Karışım Sıcaklığı" durumunu meydana getirir. Taşınan mal akımı, taşıyıcı hava akımı kapasitesine göre daha fazla miktarda olduğu için karışım sıcaklığı genelde taşınan mal sıcaklığına yakındır. Bu sıcaklık genelde ısı izolasyonu olmasa da, taşınan mal yüksek bir ısıya sahip olduğu için mal boşalana kadar devam eder. Diğer taraftan taşıma tesisi içinde basınç değişik değerlerdedir. (F.3.2) eşitliğine göre gaz yoğunluğu veya hava yoğunluğu ( $\rho_L$ ) taşıma tesisatındaki basınçla orantılı olduğundan, bu durum izoterm boru akımında amaçlanan bir durumdur.

### 3.4.2 Kullanılan Taşıyıcı maddeler ve özellikleri

Tablo 3.3'de pnömatik taşımada kullanılan taşıyıcı araçlar ve akışkanların özellikleri görülmektedir. Bunlardan sadece 4 tanesi kullanılmaktadır.

Bunun yanında araştırmacılar birisi taşıma aracı olarak Helyumlu bir tesisi Reaktör yapımında kullanmıştır. Bilinen değerlere göre pnömatik taşıma tesislerinin %95'inde taşıyıcı araç olarak hava kullanılmaktadır.

Bunun için bu araştırmada genelde hava ile taşıma uygulamaları anlatılmıştır. Özel durumlar olmadığı sürece endüstride diğer taşıma gereçleri havaya göre pahalı olduğu için tercih edilmez.

**Tablo 3.3** Taşıma araçları ve özellikleri

Taşıma Aracı	Birim	Hava	Azot (N <sub>2</sub> )	Karbondioksit (CO <sub>2</sub> )	Argon (Ar)
Gaz sabiti (R)	$\frac{J}{kg \cdot K}$	287	296,8	188,9	209,2
Atmosfer Şartlarında yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	1,225	1,185	1,873	1,691
Nem oluşturma		Evet	Hayır	Evet/Hayır	Hayır
Oksidasyon		Evet	Hayır	Hayır	Hayır
İndirgenebilme		Hayır	Hayır	Hayır	Hayır
Atmosferdeki oranı	%Vol	100	78,08	0,03	0,93

### 3.4.3 Taşıyıcı Hava Yoğunluğu

Yeryüzü atmosferi hava olarak tanımlanmış farklı gazların karışımından meydana gelir. Hava Tablo 3.3'deki değerlere ilaveten %20,95 Oksijen içerir kuru hava için normal durumda

$$\text{Sıcaklık: } T_N = 288,15^\circ K \rightarrow 15^\circ C$$

$$\text{Basınç: } P_N = 1,01325 \text{ bar koşulları sağlanır.}$$

Buna göre (F.3.2)'den hava yoğunluğu;

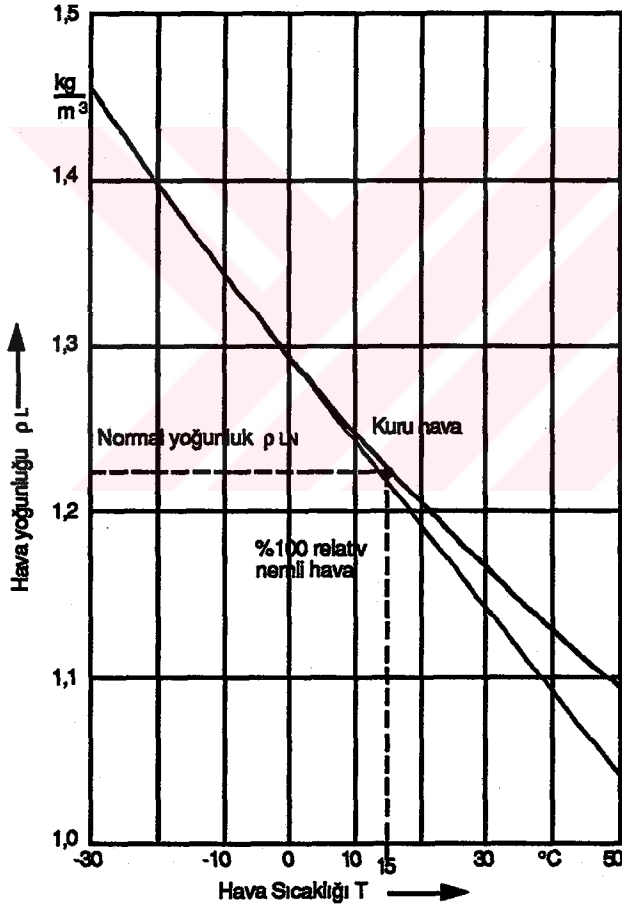
$$\rho_{LN} = \frac{P_N}{R_i \cdot T_N} = 1,225 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{F.3.3})$$

Bu yoğunluk; sıcaklık, rutubet ve basınçla değişir. Yerçekimi nedeniyle atmosferdeki hava yoğunluğu jeodezik yüksekliğin artması ile daha da fazlalaşır.

### 3.4.3.1 Sıcaklık ve Rutubetin Etkisi

Şekil 3.6'da kuru ve %100 nemli havada sıcaklığın hava yoğunluğuna bağımlılığı görülmektedir.

Burada görünen normal işletme şartlarında hava yoğunluğu, 10°C ve 30°C sıcaklıklar arasında sadece  $1,2 \text{ kg/m}^3 = \rho_{LN}$  çevresinde %5 değer farklılığı göstermektedir.

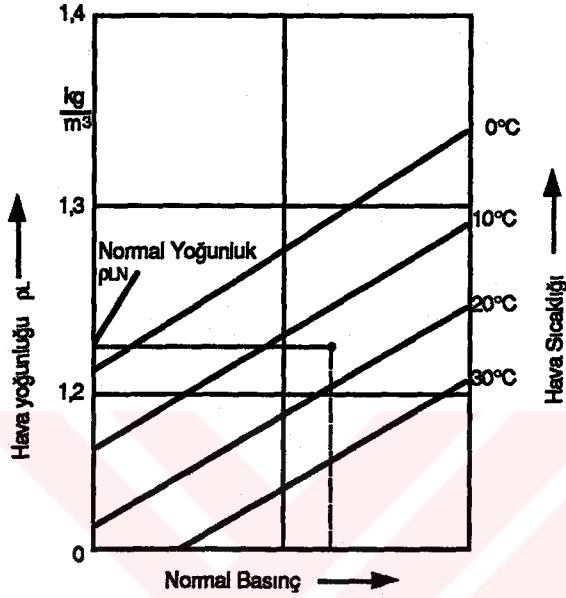


**Şekil 3.6**  
Normal basınçta  
rutubet ve sıcaklığın,  
yoğunluğa etkisi

### 3.4.3.2 Barometrik durumun etkisi

Şekil 3.7'de kuru hava yoğunluğunun atmosfer basıncındaki farklı sıcaklıklarda durumu

görülmektedir. Buradan çıkan sonuca göre ekstrem şartlarda bile (30°C sıcaklık ve 950 m bar) hava temelde bulunduğu  $\rho_L=1,2 \text{ kg/m}^3$  değerinden %9'lara varmayan bir farklılık gösteriyor. Bu durumda pnömatik bir tesisteki hava durumu etkisi ihmal edilebilir.



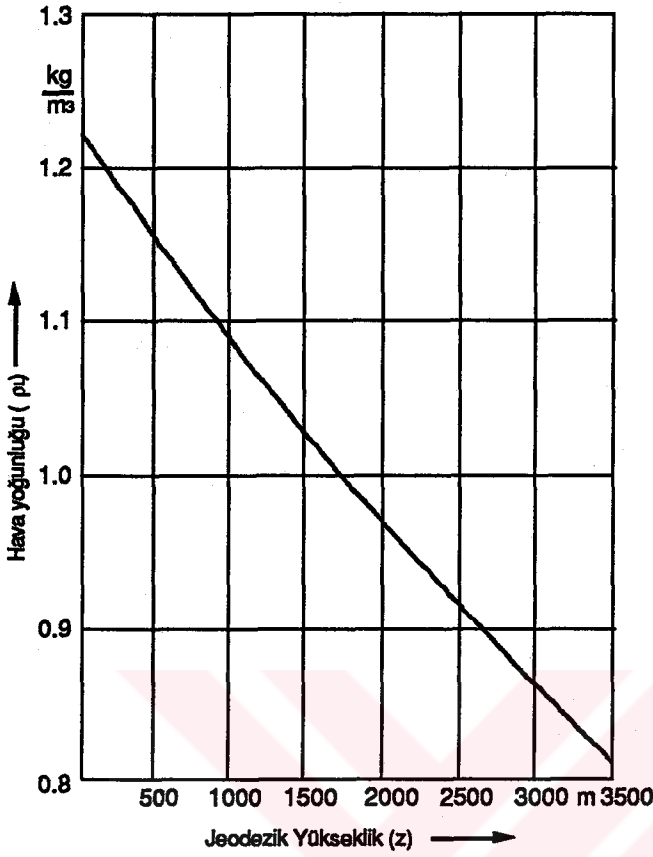
Şekil 3.7

### 3.4.3.3 Jeodezik Yüksekliğin Etkisi

Şekil 3.8'de hava yoğunluğunun 15° ve 1 bar'da jeodezik yükseklikle bağlantısı anlatılmıştır. İzoterm katmanlar için;

$$\rho_L = \rho_{LN} \cdot e^{-\frac{g \cdot Z}{R_1 \cdot T_N}} \quad (\text{F.3.4})$$

Şekil 3.8 her dağcı tarafından bilinen, hava yoğunluğunun yükseklikle azaldığını göstermektedir. Burada hava yoğunluğunda %10'luk bu azalma durumu düşünülürse, 900 m'den itibaren jeodezik yüksekliklerde bu konuya önem verilmesi gerektiği ortaya çıkar. Böyle bir durumda pnömatik vakum tesisinin, örneğin 2000 m yükseklikte hesaplanan mal kapasitesine ulaşması garanti edilemez.



**Şekil 3.8**

Deniz seviyesi (0) kabul edildiğinde jeodezik yüksekliğin hava yoğunluğuna bağımlılığı

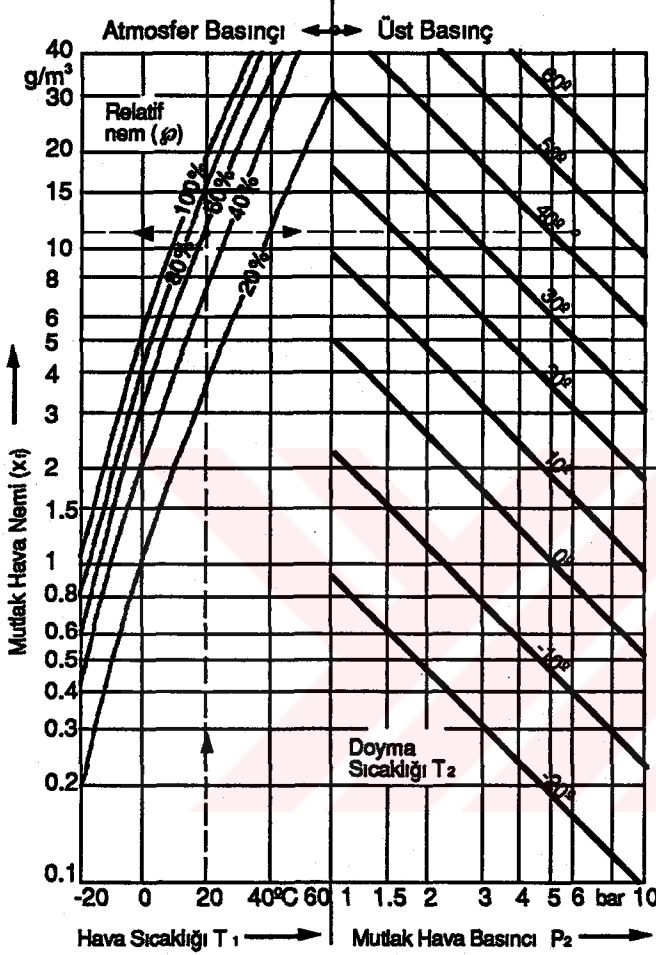
### 3.4.4 Rutubetli havada yoğuşan suyun uzaklaştırılması

Eğer su havada su buharı olarak çözünmüşse Bölüm 3.4.3.1'de bahsedilen hava rutubetinin hava yoğunluğu üzerindeki etkisi anlamsızdır. Taşıyıcı havanın içerisinde damla damla ayrılan veya yoğuşan suyun olumsuz sonuçları şöyle sıralanabilir.

- 1) Eğer su ayırıcı otomatik olarak idare edilmiyorsa suyu dışarı taşırır.
- 2) Hava tesisatı derin noktalara kadar su ile dolar.
- 3) Çelik borular paslanır.
- 4) Kış aylarında yoğuşan su tesisat içinde donar.
- 5) Armatürler donar.
- 6) Taşınan mal kirlenir.

Bundan dolayı, özellikle basınçlı havada, belirlenen çığ noktasına ulaşıp ulaşılmadığının kontrolü tavsiye edilir. Bu yoğuşan suyun ayrışması için kriterdir. H. KONKA basınçlı hava için h-x diagramını, rutubetli havadan ayrılan su miktarını hesap

layabilmekte yardımcı olabilmek için oluşturmuştur. Şekil 3.9 mutlak nem  $x_f$ , relatif nem  $\phi$ ,  $T_1$  ve  $T_2$  sıcaklıkları ve  $p_1=1$  bar ve  $p_2$  basınçları için başlangıç ve sonuç durum değişimlerini gösterir. Geçiş durumu Atmosfer basıncındaki durumdur. Bu durum diyagramın sol tarafındadır. Sağ taraf yüksek basınç tarafıdır.



Şekil 3.9

Sabit  $T$  sıcaklığı boyunca sağ tarafta relatif nem ( $\phi$ ) %100'dür.

Bir örnekle bu grafiğin kullanımından bahsederseniz;

$T_1=20^\circ\text{C}$  sıcaklıkta bulunan hava  $\phi=\%60$  neme sahip 6 bar mutlak basınçla basılıyor.

Bu durumda yoğuşma durumunu kontrol edebiliriz.

Şekil 3.9'a göre verilen havanın mutlak nemli  $x_f=11$  gr/m<sup>3</sup> grafikten bulunur. 6 barlık basınçta eğer su oluşmuyorsa hava  $43^\circ\text{C}$  gibi bir sıcaklıkta bulunmalıdır. Hava  $T_2=20^\circ\text{C}$ 'ye  $P_2=6$  bar basınçta soğutmaya tabi tutulursa  $x_f=3$  gr/m<sup>3</sup> su oluşturabilir. Bu durumda  $\Delta x_f=11,3-8$  gr su her m<sup>3</sup> havadan ayrılır. 1000 m<sup>3</sup>/h hava kapasiteli bir pnömomatik tesiste her saat 8 kg su ayrıştırılmak zorunda kalınırdı. Bu da aşağı yukarı günde 200 lt su anlamındadır.

## 4. PNÖMATİK TESİSLERİN HESAPLAMA YÖNTEMİ

### 4.1.1 Hesaplama yönteminin hedefi

Bir projenin gelişiminin başlangıcında temel esasların araştırılması gereklidir. Temel esasların yanında teorideki bir çok detaylar ve tecrübelerde projenin sonuçlanmasında önemli faktörlerdir. Sanayi; yapılan bir proje çalışmasının sonucunda konuyla ilgili tüm parametreleri beklemektedir. Bundan dolayı oluşturulacak hesaplama yöntemi, bir pnömatik taşıma tesisinin yapımı için gerekli tüm değerleri buldurmalıdır.

Tablo4.1'de verilen değerler pnömatik bir tesis için aranan değerlerdir. Burada taşıyıcı olarak hava kullanılmaktadır. Konunun devamında gerekli hava hızları ve muhtemel direnme güçlerinin nasıl oluştuğu anlatılacaktır. Pnömatik taşıma tesisi hesabında daima boru çapı ve basınç kaybı arasındaki ilişkinin bulunması ağırlıklı olarak önem kazanır. Bunlara bağlı olarak hacimsel hava gereksimi ve kompresör gücü bulunur. Kompresör seçimi yapılır. Taşınacak mal kapasitesine bağlı olarak giriş ağzı (Savak) hesaplanır ve filtrenin şekli belirlenir.

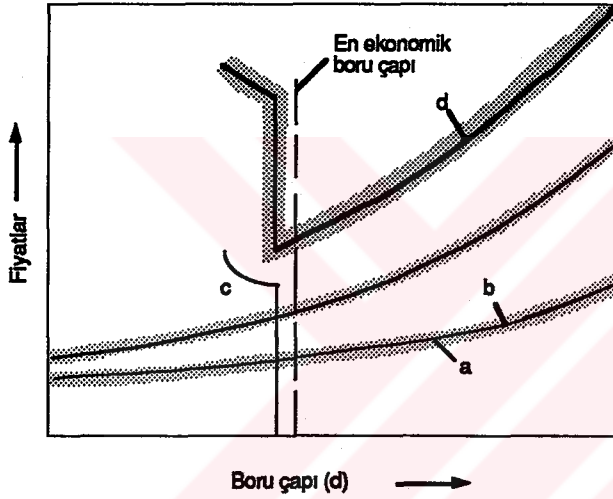
Boru çapının seçimi, basınç kaybının hesaplanmasından sonra, teknik şartlara bağlı kalınarak bulunur. Daha büyük bulunan bir boru çapı, az basınç kaybına rağmen, büyük tesis ve işletme maliyeti getirir. Bunun tersi olarak küçük boru çaplarında tesis ve işletme maliyetleri, daha az ancak basınç kaybı daha fazladır.

**Table 4.1** Pnömatik bir tesis hesabında verilen ve aranan değerler

Verilen Değerler	Adlandırma	Aranan Değerler	Adlandırma
<b>Taşınan Mal</b> Taşınacak mal kapasitesi Tane çapı Tane formu Tane dağılımı Tane yoğunluğu Yiğir yoğunluğu	$Q_s$ $d_s$  $\rho_s$ $\rho_{ss}$	Hava hızı Boru çapı Basınç kaybı Hava akım kapasitesi Kompresör gücü	$V$ $d$ $\Delta p$ $V$ $p$
<b>Taşıma Aracı (Hava)</b> Hava hızı Hava yoğunluğu	$V_o$ $\rho_{Lo}$	Kompresör Giriş (Savak) Filtre	
<b>Taşıma Tesisi</b> Toplam taşıma yolu Yükseklik Dirsek sayısı	$\Delta l$ $\Delta h$		

Kompresör basıncının yetmediği durumlarda azalan boru çapıyla risk daha da büyüyecektir. Boru çapının küçük seçilmesiyle bir tesis yeterli verimde çalışmıyorsa bu durumda bir çok ek masraf ortaya çıkacaktır.

Şekil 4.1'de maliyetlerin prensipteki yükselmeleri garanti edilmiş mal kapasitesinde ele alınmıştır. İşletmenin ve hesaplanan güvensizliği geniş bantlı eğrilerle gösterilmiştir. Boru çapının artması aniden toplam maliyette artımlar getirmektedir. Geri dönüş masrafları (c)'de görülmektedir. Bir pnömomatik tesisinin yapımında tüm muhtemel rizikoları da içeren boru çapını seçebilmek gerekir.



**Şekil 4.1**  
Boru çapının seçimine bağlı olarak bir pnömomatik taşıma tesisinin toplam maliyeti.

- a) İşletme masrafı
- b) Tesis masrafı
- c) Ters giden işler sonucu oluşan masraf
- d) Toplam maliyet

Belirtilen rizikoları getiren nedenler;

- 1) Hesaplama yönteminin güvenirliği
- 2) Tesis özellikleri (Vakum-Basınç Tesisi, Boru tesisatı, Kompresör, Savak vb.)
- 3) Taşınan malın özellikleri (Bölüm 3'de bahsedilen)
- 4) Pnömomatik taşıma tesisinin genelindeki görevleri

Pnömomatik bir tesisin hesaplanmasında diğer önemli büyüklükte taşınan malın oluşturduğu ek basınç kaybının bulunmasıdır. Atalet durumundaki ek basınç kaybı taşınan malın özelliklerine bağlıdır. Bunun dışında taşınan mesafe ( $\Delta L$ ) taşınacak mal ka-

pasitesi ( $Q_s$ ), hava hızı ( $v$ ), boru çapı ( $d$ ) basınç kaybına etken faktörlerdir.

$$\Delta p_s = \varnothing (\Delta l, Q_s, v, d) \quad (F.4.1)$$

## 4.1.2 Hesaplama temel esaslar

### 4.1.2.1 Malın taşınmasında basınç kayıp değeri

Pnömatik taşımadaki basınç kayıp değeri ( $\lambda_s$ ) F.1.2 ve Şekil 1.2'dekine benzer kabul edilerek, sürtünmesiz hava akımı için basınç kaybı aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

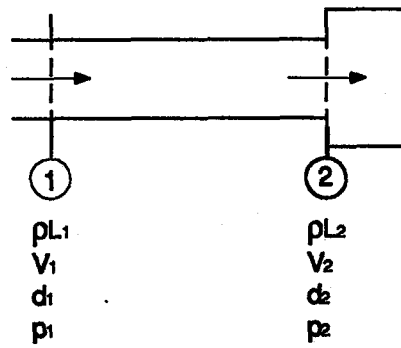
$$\Delta p = (\lambda_L + \mu \cdot \lambda_s) \frac{\Delta l}{d} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad (F.4.2)$$

Basınç kaybı değeri hava ile mal taşımada sabit değildir. Büyük çaplı borularda küçük çaplı borulara göre daha fazladır.

### 4.1.2.2 Taşıyıcı Tesiste Temel Eşitlikler

Pnömatik taşımada Şekil 4.2'de 1. Kesitten 2. Kesite geçişteki sürtünmesiz hava akımının devamlılığını dikkate alan eşitlik kullanılır.

Şekil 4.2



$$Q_{L1} = Q_{L2}$$

$$\rho_{L1} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot v_1 = \rho_{L2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot v_2$$

$$\rho_{L1} \cdot d_1^2 \cdot v_1 = \rho_{L2} \cdot d_2^2 \cdot v_2 \quad (F.4.3)$$

Eğer boru çapı sabit ise:

$$\rho_{L1} \cdot v_1 = \rho_{L2} \cdot v_2 \quad (\text{F.4.4})$$

Eğer borunun içinde izoterm durum değişimi varsa:

$$\frac{\rho_{L1}}{\rho_{L2}} = \frac{P_1}{P_2} \quad (\text{F.4.5})$$

(F.4.4) eşitliğiyle sabit boru çapındaki hava hızı için:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{P_1}{P_2} \quad (\text{F.4.6})$$

Yani azalan basınçla, boru tesisatı boyunca her yerde, mutlak basınçla orantılı olarak hava hızı yükselir. Hızın yükselmesi; enerji ihtiyacını, malın aşınmasını ve tesisin aşınmasını artırdığı için her durumda istenmez. Bunun için taşıma tesisi boru çapı muhtelif yerlerde daha geniş tutulur. Böylece hızın yükselmesi sınırlanmış olur.

Atmosfer şartlarında havalı mal taşımada en düşük hava hızı gerektiği için bu durum yüksek basınçlarda daha az hava hızını getirebilir. Havanın normal yoğunluk şartlarında gerekli en az dinamik basınçta verimli bir taşıma aracı olduğu ispat edilmiştir.

Şekil 4.2'de boru çapı  $d_1$ 'den  $d_2$ 'ye genişlediğinde gerekli en az dinamik basınç;

$$\Delta p_{\text{dinamik1}} = \Delta p_{\text{dinamik2}}$$

$$\frac{\rho_{L1}}{2} \cdot v_1^2 = \frac{\rho_{L2}}{2} \cdot v_2^2 \quad (\text{F.4.7})$$

F.4.3, 4.5 ve F.4.7'den boru tesisatındaki durumun tesbit edilmesi için,

$$\frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^2 = \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^4 \quad (\text{F.4.8})$$

F.4.8 temelde pnömatik taşımanın kullanım alanını anlatır. F.4.8'den aşağıdaki iki önlem ortaya çıkar.

1) Eğer  $P_2$  pnömatik taşıma tesisinin sonundaki basınçsa (örneğin basınç tesisindeki atmosfer basıncı), bu durumda  $P_1$  yüksek basıncındaki hava hızı başlangıçta basınç oranı  $P_2/P_1$ 'i azaltan bir faktördür.

2) Boru çapının  $d_1$ 'den  $d_2$ 'ye kademelendirilmesiyle basınçlar  $P_1/P_2 = (d_2/d_1)^4$  olur.

## 4.2 Hava kompresyonu olmayan durumda pnömatik taşıyıcı tesis hesaplaması

Daha önceki bölümlerde havanın mutlak basıncının artmasıyla taşıyıcı tesis boyunca hava hızının yükseldiğini görmüştük. Havanın yoğunluğu da bununla orantılı olarak değişir. Bununla birlikte F.4.2 eşitliğine göre taşınan yol boyunca boru uzunluğundaki basınç kaybı fazlalaşır.

### 4.2.1 Hava Hızı

En ekonomik hava hızı, atmosfer basıncına bağlı ve basınç kaybının en az olduğu havalı mal taşıma durumunda ortaya çıkar. (Şekil 2.1'de durum diyagramı)

Tablo 4.2'de geçen 20 yılın 50 önemli malzemesi için uygulanmış pnömatik taşıma değerleri verilmektedir.

Verilen hava hızları taşıma tesisindeki boru çapına bağlıdır. Küçük hava hızları daha küçük boru çapları için geçerlidir. (örneğin  $d=50$  mm) ve daha büyük hızlar büyük boru çapları için geçerlidir. (örneğin  $d=400$  mm) Yalnız bu çaplar ölçüm sonucu bulunmuş çaplar değildir.

Tablo 4.2'de önemli dökme mal bilgileri pnömatik taşıma için verilmiştir.

$d_s$  → Tane çapı

$\rho_s$  → Tane yoğunluğu

$\rho_{ss}$  → Yığın yoğunluğu

$v_0$  → Pnömatik taşıma için gerekli hava hızı

$\rho_{L0} = 1,2 \text{ kg/m}^3$  hava yoğunluğu

$$\frac{\lambda_s \cdot \Delta l_1}{d} \text{ Boru çapına göre basınç kayıp değeri katsayısı}$$

Table 4.2 Önemli dökme mal özellikleri

MALLAR	$d_s$ mm	$\rho_s$ kg/m <sup>3</sup>	$\rho_{ss}$ kg/m <sup>3</sup>	$v_o$ m/s	$\frac{\lambda_s \cdot \Delta h}{d}$ 1
Tahıl	8.1	1390	830	23-27	0.04
Aktif karbon	3	1860	340	20-23	0.06
Bentonit	0.04	2680	720	25-27	0.1
Bakla	6.1	1340	830	23-27	0.04
Arpa	4.0	1420	690	20-25	0.04
Cam küre	1.14	2990	1780	22-27	0.06
Milka	2	2520	100	18-22	0.03
Ham Milka	0.93	2550	830	25-30	0.09
Yeşil mait	4.5	1320	400	23-27	0.06
Yulaf	3.4	1340	510	22-25	0.04
Tahta talaşı	100x50x4	720	500	23-27	0.08
Tahta yongaları	50x20x1	470	150-400	22-25	0.04
Tahta talaşı	200x3x3	470	20	20-25	0.04
Mercimek	1.1	1420	830	22-25	0.04
Patates	10x10x1	1200	300	20-23	0.04
Yem	0.86	1370	540	22-25	0.06
Mısır (Nemli)	8.7	1250	680	22-27	0.06
Mısır (Kuru)	7.7	1300	680	22-25	0.04
İrmik	0.75	1440	650	23-25	0.06
Mısır unu	0.19	1400	460	23-25	0.1
Makrolon granül	3.2	1230	670	22-25	0.04
Mait	3.7	1370	540	20-22	0.04
Öğütülmüş mait	0.7	1480	400	22-25	0.06
Metilselüloz	0.35	1230	370	22-25	0.06
Sodyumbikarbonat	0.063	2700	1070	22-25	0.1
Kabuk kağıt	100x20	970	50	18-20	0.04
Fenol reçine	0.65	1380	520	20-25	0.06
Polietilen granül	3.5	1070	500	20-25	0.04
Toz polietilen	0.25	1070	450	20-25	0.1
Polyester	6x4x2	1400	700	23-27	0.06
Polipropilen granül	3.5	1000	500	20-25	0.04
Toz polipropilen	0.22	1000	570	20-25	0.1
Polistrol granül	2.7	1070	600	20-25	0.04
Toz PVC	0.2	1320	570	20-25	0.1
Pirinç	2.7	1620	800	20-25	0.06
Kırık pirinç	2.5	1280	105	18-20	0.04
Çavdar	3.0	1180	620	22-25	0.04
Testere talaşı	0.7	470	190	20-25	0.04
Sabun parçası	20x5	1100	600	23-27	0.08
Soya	6.3	1270	690	22-25	0.04
Havuç	1.9	1140	680	20-25	0.04
Çelik küre	1.08	7850	4420	25-35	0.12
Tuz	1.6	2190	1200	22-27	0.08
Strafor küre	3.5	84	29	10-20	0.04
Kuru meyve posası	0.96	680	260	20-22	0.04
Beyaz hardal	2.1	1190	700	20-25	0.04
Buğday	3.9	1380	730	22-27	0.04
Keppek	1.0	1470	300	20-25	0.06
Buğday unu	0.09	1470	540	18-23	0.08
Buğday kabuğu	0.15	1470	370	20-25	0.06
Burçak	3.4	1390	820	22-25	0.04
Toz selüloz	0.04	1380	230	20-25	0.04
Çimento	0.05	3100	1420	20-25	0.18
Çimento tozu	0.05	3100	960	20-25	0.15
Hindibağı	25	1320	300	23-27	0.06
Çinko oksit	0.1	4850	2000	25-30	0.15
Şeker	0.52	1610	860	20-25	0.08

## 4.2.2 Basınç Kaybı

Basınç kaybı  $\Delta p$  pnömatik taşımada 6 temel kaybın birleşiminden meydana gelir. Bunlardan ikisi hava sürtünmesiyle, dördü de taşınan malın sürtünmesiyle meydana gelir.

### 4.2.2.1 Hava sürtünme kaybı

Bu basınç kaybı, sürtünmesiz hava akımındaki basınç kaybına benzer tanımlanır. Daha önce (F.2.1)'de belirtildiği gibi.

$$\Delta p_L = \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad (\text{F.4.9})$$

Aynı zamanda  $\lambda_L=0,02$  olarak genelde tüm pnömatik iletim tesislerinde kullanılır. Hava yoğunluğu içinde Bölüm 3'de belirtilen  $\rho_{L0}=1,2 \text{ kg/m}^3$  kabul edilebilir.

### 4.2.2.2 Ayrıntılı hava dirençleri

Havanın ayrıntılı olarak dirençlerini aşağıdaki eşitlik ifade eder.

$$\Delta p_L = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad (\text{F.4.10})$$

Buradaki  $\rho_L$  bölgesel hava yoğunluğu ve  $(v)$  bölgesel hava hızıdır.  $\zeta$  her bir direnç için farklı direnç katsayısıdır. Hava dirençleri aşağıdaki bölgelerde oluşur:

- a) Kesit değişimlerinde
- b) Dirseklerde
- c) Mal girişinde
- d) Ayırıcıda
- e) Siklonlarda
- f) Filtrelerde

Bu bilgiler sonucunda tesisat içindeki basınç kaybı hesaplanabilir. Düzenli yerleştirilmiş boru tesisatında boru çapının büyütülmesiyle olan değişiklikler yüzde olarak az bir miktarda basınç kaybı getirir. Dirsek radyusu  $R=300 \text{ mm}$  ve boru çapı  $d=50 \text{ mm}$  olan bir te-

siste hava hızı  $V=30$  m/s verilseydi ek basınç kaybı 0.6 mbar olurdu. (1 bar= $10^{-3}$  mbar)

Buradan düzenli ve hesaplanarak oluşturulan tesislerde hava direnç katsayılarının ihmal edilebilirliği ortaya çıkar. Bunun yanında hava tesisatındaki muhtemel mal girişi, ayırıcı, siklon ve filtrelerde direnç durumları araştırılır ve kompresör seçiminde basınç kayıp değeri olarak dikkate alınır.

#### 4.2.2.3 Malın Sürtünme Kaybı

Malın kendi arasındaki sürtünme kaybı şöyle hesaplanır.

$$\Delta p_R = \frac{\lambda_s \cdot \Delta l_1}{d} \cdot \frac{\Delta l}{\Delta l_1} \cdot \mu \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad (\text{F.4.11})$$

(F.4.11)'de  $\frac{\lambda_s \cdot \Delta l_1}{d}$  havalı mal taşıma için sabit basınç kayıp değeridir.

( $\lambda_s$ ) (F.4.2) eşitliğinde bahsedilen direnç değeridir. Bu değer boru çapı (d)'ye bağlıdır ve  $\Delta l_1 = 1$  m ile çarpılır. Bu boyutsuz bir değerdir. Tesis uzunluğu  $\Delta l$  (m) olarak alınır.

Bunun dışında (F.4.11)'de  $\mu$  katsayısı dinamik basınca bağlıdır.

#### 4.2.2.4 Malın yükselme durumunda kayıp

Yükselme kaybı boru kesitinde dikine hareket eden veya duran durumdaki dökme mal sütununun ağırlığıyla ortaya çıkar.

$$\begin{aligned} \Delta p_H &= \Delta h \cdot \pi \cdot \frac{v}{c} \cdot \rho_L \cdot g \\ &= \mu \cdot \frac{\Delta h \cdot g}{c \cdot v} \cdot \rho_L \cdot v^2 = \mu \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \cdot \frac{2 \cdot \Delta h \cdot g}{c} \cdot \frac{1}{v} \cdot v^2 \quad (\text{F.4.12}) \end{aligned}$$

Yapılan ölçümlere göre yükselme esnasında, ağırlıktan dolayı oluşan basınç kaybı, dikey borudaki sürtünme kaybına göre daha büyüktür. Bunun için pnömomatik taşıma tesislerinde dikey taşıma mesafesi, yatay mesafeye göre daha kısa tutulur.

(F.4.12) mal ve hava hızları arasındaki hız oranını  $c/v$  içermektedir. Bu durum daha önce Bölüm 2'de anlatılmıştı. Küçük taneli mallar için  $c/v$  oranının kaba taneli mallara göre daha büyük olduğu belirtilmişti. Buna göre;

Toz formda ve ince taneli mallar için  $c/v=0,8$

Taneli mallar  $c/v=0,7$  (F.4.13)

#### 4.2.2.5 Hızlanma kaybı

Hızlanma mesafesinde taşınan mal, taşınma boyu ( $l$ ) boyunca atalet durumundaki ( $c$ ) hızına ulaşır. Anlık bir durumdaki gerekli basınç kaybı;

$$\Delta p_B = \mu \cdot \frac{c}{v} \cdot \rho_L \cdot v^2$$

$$\Delta p_B = \mu \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \cdot 2 \cdot \frac{c}{v} \quad (\text{F.4.14})$$

#### 4.2.2.6 Dirsek Kaybı

$$\Delta p_K = \mu \cdot \frac{\Delta c}{v} \cdot \rho_L \cdot v^2 \quad (\text{F.4.15})$$

$$\frac{\Delta c}{v} = \frac{1}{2} \cdot \frac{c}{v} \quad (\text{F.4.16})$$

Toplam dirsek sayısı ( $i$ ) kabul edilir.

$$\Delta p_K = i \cdot \mu \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{c}{v} \cdot \rho_L \cdot v^2$$

$$\Delta p_K = \mu \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \cdot i \cdot \frac{c}{v} \quad (\text{F.4.17})$$

#### 4.2.2.7 Toplam Basınç Kaybı

Bundan öncekilere bağlı olarak ( $\Delta p_w$ ) katılmaksızın toplam basınç kaybı değeri;

$$\begin{aligned}\Delta p &= \Delta p_L + \Delta p_s \\ &= \Delta p_L + \Delta p_R + \Delta p_H + \Delta p_B + \Delta p_K \\ &= \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \cdot \left[ \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} + \mu \left( \frac{\lambda_s \cdot \Delta l_1}{d} \cdot \frac{\Delta l}{\Delta l_1} + \frac{2 \cdot \Delta h \cdot g}{\frac{c}{v} \cdot v^2} + 2 \cdot \frac{c}{v} \left( 1 + \frac{i}{2} \right) \right) \right]\end{aligned}\quad (F.4.18)$$

F.4.18'deki terimleri kısaltarak;

$$\Delta p_L = K_L \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad (F.4.19)$$

$$\Delta p_s = \mu \cdot K_L \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad (F.4.20)$$

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_s$$

$$\Delta p = K \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 = (K_L + \mu \cdot K_S) \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad (F.4.21)$$

$$K_L = \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} \quad (F.4.22)$$

$$K_S = \frac{\lambda_s \cdot \Delta l_1}{d} \cdot \frac{\Delta l}{\Delta l_1} + \frac{2 \cdot \Delta h \cdot g}{\frac{c}{v} \cdot v^2} + 2 \cdot \frac{c}{v} \cdot \left( 1 + \frac{i}{2} \right) \quad (F.4.23)$$

$$K = \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} + \mu \cdot \left[ \frac{\lambda_s \cdot \Delta l_1}{d} \cdot \frac{\Delta l}{\Delta l_1} + \frac{2 \cdot \Delta h \cdot g}{\frac{c}{v} \cdot v^2} + 2 \cdot \frac{c}{v} \cdot \left( 1 + \frac{i}{2} \right) \right]$$

$$K = K_L + \mu \cdot K_S \quad (F.4.24)$$

(F.4.21)'de ifade edilen basınç kaybı;  $\rho_L \frac{v^2}{2}$  dinamik basınçtan ve taşınan mal,

taşıyıcı, taşıma tesisinin tüm özelliklerini içeren K faktörüne bağlı hesaplanır.

### 4.2.3 Hava kompresyonu ihmal edilerek pnömatik bir basınç tesisinin oluşturulması

Boru çapı hesabı:

Genelde ekonomik çalışan havalı taşıma tesislerinde yük  $\mu$  katsayısı 10'dan büyüktür. Yukarıda belirtilen basınç kaybının  $\Delta p_s$  bölümü (F.4.21)'de belirtildiği gibi  $\Delta p_L$ 'ye göre daha büyüktür. Bu durumda boru çapı tayininde F.4.20'ye göre;

$$\Delta p_s = \mu \cdot K_s \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2$$

$$\Delta p_s = \frac{Q_s}{Q_L} \cdot K_s \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 = \frac{Q_s \cdot 4 \cdot K_s \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2}{\pi \cdot d^2 \cdot v \cdot \rho_L}$$

$$\Delta p_s = \frac{2 \cdot K_s \cdot Q_s \cdot v}{\pi \cdot d^2} \quad (F.4.25)$$

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot K_s \cdot Q_s \cdot v}{\pi \cdot \Delta p_s}} \quad (F.4.26) \text{ olarak boru çapı (d) hesaplanır.}$$

Bu formülde  $K_s$  (F.4.23)'den hesaplanır. Taşınacak mal kapasitesi  $Q_s$  verilecektir. Hava hızı ( $v$ ) Tablo 4.2'den seçilir.

Sonuçta ön görülen kompresörün toplam basınç yükselmesi ile oluşacak basınç kaybı,  $\Delta p_s$  bulunur. Öyleki, bu daha sonra hesaplanan kompresörün toplam basınç kaybını aşabilir.

Pistonlu tip kompresörü orta güçteki pnömatik basınç tesislerinde (Basınç yükselmesi max. 1 bar)  $\Delta p_s$  için kompresörün basınç yükselmesi değerinin aşağı yukarı %70'i seçilmesi tavsiye edilir. Taşıma tesisi çok uzun veya uzun bir hava tesisatı bulunuyorsa bu değer daha da küçük olabilir.

(F.4.26)'da hesaplanan boru çapı tam kullanılabilecek durumda bir değer değildir. He-

saplanan değere uygun kullanılabilir bir boru seçilmelidir. Seçilen boru çapı hesaplanana göre daha büyükse (F.4.26)'ya göre basınç kaybı daha azalır. Buna bağlı olarak kompresörün basınç yükselmesi değerinin daha az veya fazla seçilme imkanı doğar. Kompresörün basınç yükselmesi hesaplanamıyorsa daha büyük çaplı boru seçilir ve hesap tekrarlanır.

#### 4.2.4 Gerekli Hava Akımı

Seçilen boru çapı (d) ve tesbit edilen hava hızı (v)'ye bağlı olarak gerekli hava miktarı şöyle hesaplanır.

$$V'_L = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \quad (\text{F.4.27})$$

#### 4.2.5 Sistem için gerekli güç

Havanın kompresyonundaki küçük basınç değişimleri ihmal edilebilir, bunun sonucunda gerekli güç;

$$p = \Delta p \cdot V'_L = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot \Delta p \quad (\text{F.4.28})$$

### 4.3 Hava Kompresyonu Etkisinde Pnömatik Taşıma

Bölüm 4.2'de anlatılan pnömatik taşıma tesisleri sadece küçük basınç farklılıklarında çalışabilen tesislerdir. (Örneğin; 100 m bar'a kadar) Tesisat boyunca daha büyük basınç farklılıklarında, basınç durum değişimi, hava hızı ve hava yoğunluğu daha fazla ihmal edilemez. Bölüm 4.3 ve 4.4'de verilecek hesaplama yöntemleri tam ve kullanılabilir olduğu için 100 m bar'a kadar olan durumlarda da kullanılması tavsiye edilir.

#### 4.3.1 Hava hızı

(F.4.6) eşitliğine göre, hava hızının izoterm akımında Şekil 4.2'deki 1 ve 2 noktaları

arasında mutlak basınçların oranı dönüştürülebilir durumdadır. Taşıma tesisinin sonunda basınç başlangıçtakine göre daha küçük olduğu için bu noktada hava hızı daha büyüktür.

Tablo 4.2'de tavsiye edilen hava hızı değerleri atmosfer şartlarına bağlıdır. Bölüm 3.3'de belirtildiği gibi normal durumda hava yoğunluğu  $\rho_{L0}=1,2 \text{ kg/m}^3$ 'dür.

Pnömatik bir tesiste eğer sabit bir boru çapı seçilmişse (d), sonuçta atmosfere açılıyorsa ve Tablo 4.2'ye göre bir hava hızı seçilmişse, başlangıçtaki hava hızı orantılı olarak daha küçük seçilebilir. Bununla ilgili olarak Polietilen Granül için aşağıdaki örnek verilebilir:

Basınçlar:

$$p_2=p_0=1 \text{ bar}$$

$$\Delta p=1 \text{ bar}$$

$$p_1=p_2+\Delta p=2 \text{ bar}$$

Tablo 4.2'ye göre başlangıç hızı  $v_0=22 \text{ m/s}$  alınır

$$\frac{v_1}{v_0} = \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow v_1 = v_0 \cdot \frac{p_2}{p_1} = 22 \cdot \frac{1}{2} \Rightarrow v_1 = 11 \text{ m/sn}$$

Eğer bu tesiste  $v_1=22 \text{ m/s}$  olsaydı, eşit basınç farklılığında sonuçtaki hava hızı  $v_2=v_0=44 \text{ m/s}$  olurdu.

Bu tür yüksek bir hava hızı; daha fazla basınç kaybı, büyük enerji ihtiyacı, fazla mal aşınması ve tesis aşınması meydana getirir.

Gerekli minimum dinamik basınç prensibine göre, F.4.8 eşitliğiyle sondaki hava hızı sadece basınç oranının karekökünde artmalıdır.

$$v_2 = v_0 \cdot \sqrt{\frac{p_1}{p_2}} = 22 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \sqrt{\frac{2}{1}} \Rightarrow 31,1 \text{ m/s}$$

Buna göre başlangıç hızı:

$$v_1 = 31,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{1}{2} = 15,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Bu hava hızı başlangıçta gerekli dinamik basıncın;

$$\Delta p_{\text{din}} = \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 = \frac{1,2}{2} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 22^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = 290 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

olmadığını ifade eder. Çünkü bu dinamik basınç, olarak ortaya çıkar.

$$\Delta p_{\text{din}} = \frac{2 \cdot 1,2}{2} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 15,6^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = 292 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

31.1 m/sn'lik yüksek hava hızını sonda azaltmak için, boru çapının genişletilmesine çalışılır. Ancak gerekli minimum dinamik basınca ulaşamaz. Böyle bir durumda (F.4.8) eşitliğine göre tesisattaki ( $d_2$ ) boru çapı bir noktada genişletilir. Bu noktada mutlak basınçlar  $p_1$ 'den  $p_2$ 'ye dönüşür ve boru çapı  $d_1$ 'den  $d_2$ 'ye kademelenir.

### 4.3.2 Basınç Kaybı

#### 4.3.2.1 Hava akımında basınç kaybı

(F.4.9) eşitliği sadece kompresyonu olmayan taşıma araçlarında geçerlidir. Kompresyonlu akımda, durumla ilgili büyüklükler; Basınç hava yoğunluğu, hava hızı, Boru uzunluğu ( $l$ ) boyunca değişir. Bu eşitlik, hava için sadece diferansiyel anlamda yazıldığında geçerli durumdadır.

$$\frac{dp}{dl} = - \frac{\lambda_L}{d} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad (\text{F.4.29})$$

Eğer bu durum atmosfer şartlarının dışında oluşuyorsa F.4.5 ve F.4.6 eşitliklerinden

$$\rho_L = \rho_{L0} \cdot \frac{p}{p_0} \quad (\text{F.4.30})$$

$$v = v_0 \cdot \frac{p_0}{p} \quad (\text{F.4.31})$$

Bu eşitlikler F.4.29'da yerine konursa;

$$\frac{dp}{dl} = - \frac{\lambda_L}{d} \cdot \frac{\rho_{L0}}{2} \cdot \frac{p}{p_0} \cdot v_0^2 \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right)^2$$

$$= -\frac{\lambda_L}{d} \cdot \frac{\rho_{L0}}{2} \cdot v_0^2 \cdot \frac{p_0}{\rho} \quad (\text{F.4.32})$$

Borudaki, başlangıçtan  $\Delta l$  mesafedeki ( $p$ ) basıncı  $p(0)=p$  ve  $p(\Delta l)=p_0$  ise ve  $p > p_0$  durumunda;

$$\int_p^{p_0} p dp = -\frac{\lambda_L}{d} \cdot \frac{\rho_{L0}}{2} \cdot v_0^2 \cdot p_0 \int_0^{\Delta l} dl$$

veya;

$$p^2 = p_0^2 + \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} \cdot \rho_{L0} \cdot v_0^2 \cdot p_0$$

borudaki  $\Delta p$  basınç kaybı için, boru uzunluğu  $\Delta l$ 'ye bağlı olarak;

$$\Delta p = p - p_0 = p_0 \cdot \left[ \left( 1 + \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} \cdot \frac{\rho_{L0} \cdot v_0^2}{p_0} \right)^{0,5} - 1 \right] \quad (\text{F.4.33})$$

formülü oluşur.

#### 4.3.2.2 Mal Hava Karışımı Akımında Basınç Kaybı

(F.4.33) eşitliğinde hava sürtünmesi, daha önce F.4.24'de K faktörü ile 4 farklı bölümde verilen şekle göre,  $\lambda_L \cdot \Delta l/d$  terimleriyle belirlenmiştir. Bu eşitlikte K faktörü, basınç kaybı boru boyunca sürtünmesiz havada değil, pnömatis taşımada ele alındığı için  $\lambda_L \cdot \Delta l/d$ 'nin yerine gelecektir.

$$\Delta p = p - p_0 = p_0 \cdot \left[ \left( 1 + K \cdot \frac{\rho_{L0} \cdot v_0^2}{p_0} \right)^{0,5} - 1 \right] \quad (\text{F.4.34})$$

F.4.33'de olduğu gibi F.4.34 eşitliğinde de dirençler boru tesisatı içine tam olarak bölünür. Bu pratikte sadece dirsek ve hızlanma kayıpları için geçerli kabul edilemez.

Hızlanma kaybı, taşıyıcı tesisatın başında hava hızının az olduğu bölgede ortaya çıkar. Eğer F.4.34'ü integre edersek hızlanma kaybının daha küçük olduğu anlaşılır. Bu durumda F.4.34 eşitliğine göre Silo tesisine benzer dirsek sayısı fazla olan tesislerde hesaplanan basınç kaybı değeri daima daha fazla olacaktır.

### **4.3.3 Hava kompresyonu etkisinde pnömatik basınç tesisi**

Tüm bunların sonucunda temelde, tüm pnömatik tesislerin hava kompresyonu etkisinde taşıma yaptığı ortaya çıkmaktadır. Kesin sonuca yaklaşıldığında taşınan mal kapasitesi boru çapı ve basınç kaybı arasındaki bağlantı her aşamada sağlanmak zorundadır. Boru çapının seçimi karanna kadar, ilk adımda hava kompresyonunun etkisi ihmal edilebilir.

#### **4.3.3.1 Boru çapı kademelendirme yapılmadığı durumda Basınçla Taşıma Tesisi Hesabı**

Tablo 4.3'de pnömatik bir basınç tesisinde, boru kademelendirmesi yapılmayan bir durumda adım adım hesaplanma şartları verilmiştir. Bu planlamanın sonucunda, boru çapının büyütülmesi son metrelerde her yerde mümkündür. Bu büyütme genelde taşınan malın, ayırıcı yüzeyine büyük hızlarla çarpmaması için yapılır.

1. Adımda tesisin işletmecisinin imalatçıya vereceği bilgiler verilmektedir.
2. Adımda imalatçı kendi bilgileriyle (örneğin, Bölüm 4.2'deki bilgiler) hesaplama için gerekli diğer değerleri tesbit eder.
3. Adımda boru çapının tahmini yapılır. Buraya kadar hava kompresyonu ihmal edilir. Boru çapının seçimi Bölüm 4.2.3'e göre imkandır. Bu seçimin doğru olup olup olmadığı 4. Adımın sonunda onaylanır. 3. Adıma kadar basınç ve vakum tesislerinde aynı yöntem izlenir.

**Tablo 4.3** Boru çapının kademelendirilmediği bir pnömatik basınç tesisinde hesaplama akış diyagramı

### 1. Adım

Verilen Değerler	
Taşınan mal	- Adı
Taşınacak mal kapasitesi	- $Q_s$
Taşınacak toplam mesafe	- $\Delta l$
Toplam yükseklik	- $\Delta h$
Dirsek sayısı	- $i$

### 2. Adım

Seçilen Değerler	
Hava hızı	- $v_0$ (Tablo 4.2)
Basınç kaybı katsayısı	- $\lambda s \cdot \Delta l / d$ (Tablo 4.2)
Hız oranı	- $c/v$ (F. 4.3)
Hava yoğunluğu	- $\rho_{Lo}$ (1.2 kg/m <sup>3</sup> )

### 3. Adım

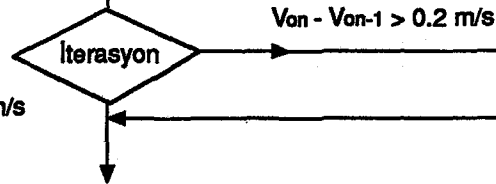
Boru Çapı	
Güç kaynağı tipi karar aşaması (Kompresör, Vantilatör)	
Boru çapı (d)'nin F.4.26'ya göre kararı	
Tablo 4.6 'ya göre boru çapı seçimi	
Kademelendirme imkanı boru çapı büyüyen durumda	

F.4.38'e göre  
boru çapı belirlenmesi

### 4. Adım

Basınç Kaybı	
Taşınan mal $\mu$ katsayısı F.4.39'a göre	
"K Faktörü" F.4.24'e göre	
Basınç kaybı $\Delta p, \Delta p_n$ F.4.34'e göre	
Hava hızının düzeltilmesi $v_0$	

F.4.35'e göre



**5. Adım**

<b>Gerekli Hava Debisi</b>
Çıkış borusu çapı seçimi ( $d_0$ ) Hava hızının seçimi ( $u_0$ ) Girişte kaybedilen hava hacmi ( $V_2$ ) Hava akım kapasitesi ( $V'$ )

**6. Adım**

<b>Kompresör - Vantilatör</b>
Tip Hava kapasitesi Basınç yükselmesi Tanımlama eğrileri Sıcaklık yükselmesi Devir sayısı Güç gereksinimi Motor devir sayısı Motor gücü

**7. Adım**

<b>Besleyici</b>
Tip Devir sayısı Basınç farkı Kayıp hava kapasitesi $V_2$ Basınç kaybı

**8. Adım**

<b>Hava Tesisatı</b>
a) Taşıyıcı tesisten önce Boru çapı Uzunluk Basınç kaybı b) Taşıyıcı tesisten sonra Boru çapı Uzunluk Basınç kaybı

**9. Adım**

<b>Ayırıcı Filtre</b>
Hava akım kapasitesi Filtre yüzeyi Filtre yükü Basınç Basınç kaybı Temizleyici hava gereksinimi (Basınç miktar)

SON

4. Adımda basınç kaybı, gerekli tüm ön hazırlıklarla birlikte hesaplanır. Bunun yanında basınç tesisinin hesabı sadece taşıyıcı tesisatın sonunda atmosfer koşullarına ulaşılan noktada yapılır. Girişti dinamik basıncın azalması tesis içinde her noktada hava hızını yükseltir.

Eğer  $v_a$  başlangıçtaki hava hızı ve  $v_0$  sondaki hava hızı ise, F.4.8'den, yüksek basınçta gerekli başlangıç hızı;

$p_0 + \Delta p$ :

$$v_a = v_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0}{p_0 + \Delta p}}$$

ve izoterm değişimde sondaki hızlar;

$$v_{01} = v_a \cdot \frac{p_0}{p_0 + \Delta p} = v_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0 + \Delta p}{p_0}}$$

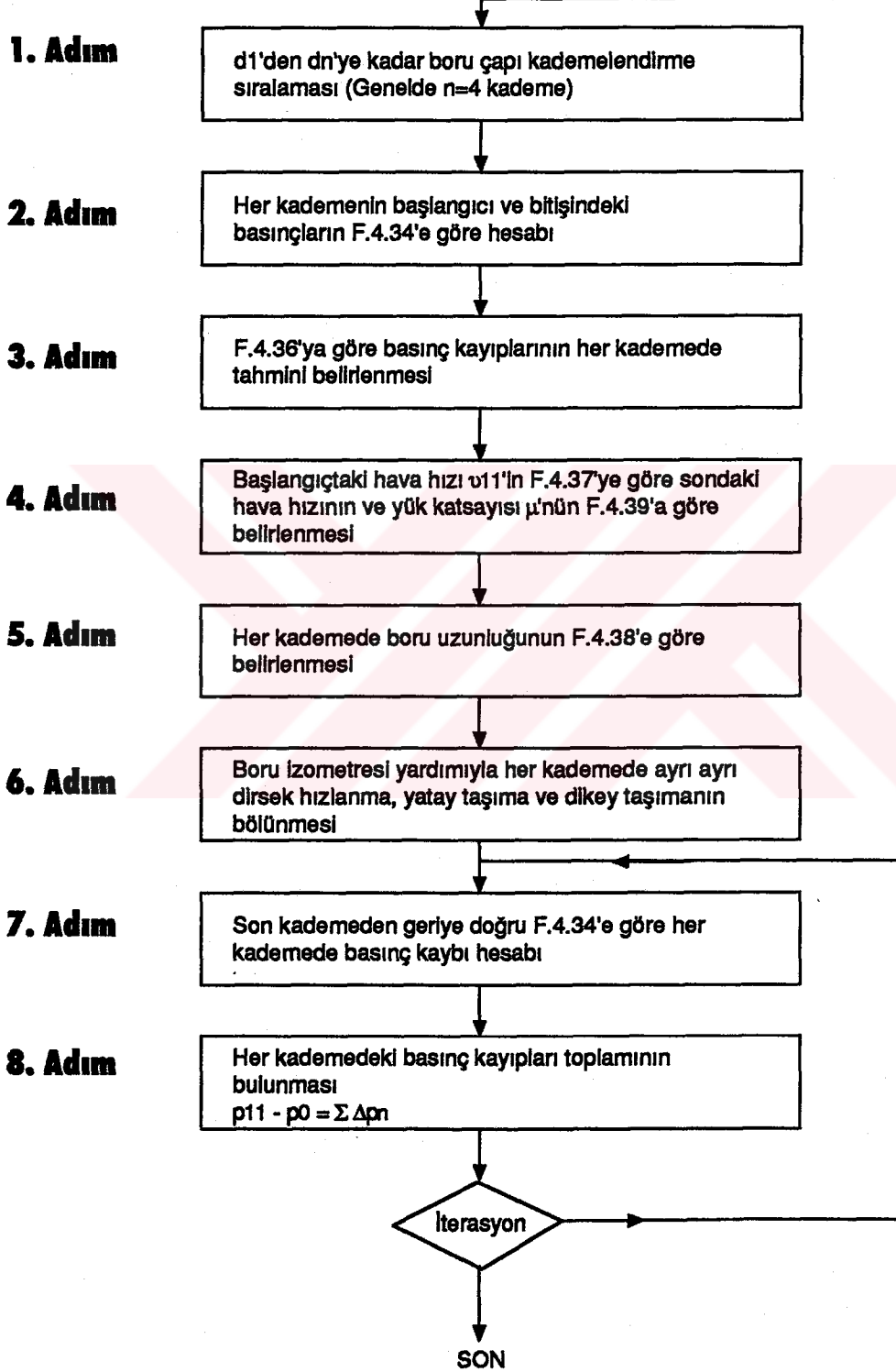
$$v_{01} = v_0 \cdot \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_0}} \quad (\text{F.4.35})$$

$\Delta p$ , örneğin 1 bar olduğunda, sondaki hız 2 kez daha artacaktır. Bunun için 4. Adımda yük katsayısı  $\mu$  ve K faktörü daha küçülür.

5. Adımda daha önce 3. Adımda hesaplanmış basınç kaybı ile, boru çapında kademelelendirmenin imkanı olup olmadığı kıyaslanır ve (d) boru çapına karar verilir. Daha sonra F.4.27'ye göre gerekli hava akma kapasitesi bulunur.

5. Adıma göre gerekli hava kapasitesi ve 4. Adıma göre bulunan basınç kaybı ile kompresör seçimi 6. Adımda yapılır. Bu kompresör 3. Adımda boru çapı seçimi için esastır. 4. Adıma göre hesaplanan basınç kaybı, sonuçta muhtemelen 7., 8. ve 9. Adımlardaki basınç kayıpları ilavesiyle kompresörün basınç yükselmesine göre daha fazla artarsa, bu durumda boru çapı daha büyük seçilir veya kompresör değiştirilir. Sonuçta kompresörün taşıma için gerekli hava kapasitesini sağladığı garanti edilmelidir. Kompresörün gücü, kompresör imalatçısının verdiği tanımlama çizgilerinden faydalanarak hesaplanmalıdır. Genelde hesaplanan tahrik motor gücünün %10 daha fazla güçlü olanı seçilir. Bunun dışında pnömatis tesisin hesabında savak, hava tesisatı ve filtrelerin durumu önemlidir.

**Table 4.4** Boru çapının kademelendirildiği bir pnömatik yüksek basınçlı taşıma tesisinin hesaplama akış diyagramı



### 4.3.3.2 Boru çapının kademeli olduğu basınç tesisleri

Pnömatik yüksek basınçlı taşıma tesislerinde boru çapının kademelendirilmesi kaçınılmazdır. Kademelendirme yapılmadan 3 barlık bir basınç düşümü, taşıma tesisati boyunca hava hızını örneğin 12 m/s'den 48 m/s yükseltebilir. Böyle bir durumda taşınan mal ve taşıma tesisati çok aşınır.

Çok kademeli bir yüksek basınç tesisini planlamadan önce kademesiz durumu Tablo 4.3'e göre incelemek gerekir. Daha sonra yüksek basınçlı taşıma tesisinde 3. Adım ve 4. Adım birbiriyle eleştirilir. 3. Adımda, daha sonra hesaplanacak boru çapını içerebilecek bir boru çapı alınmalıdır. Bu boru çapına yakın değer Tablo 4.4'de belirtilen yöntemle seçilmelidir.

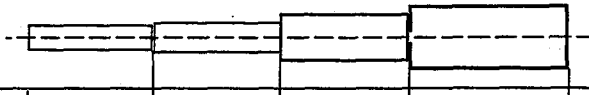
F.4.8 eşitliğine göre 1.den n'inci kademeye kadar boru çapı kademelendirilmesi aşağıdaki basınç kaybı kademelendirilmesine bağlı olarak yapılır.

$$P_{11} - P_{n2} = P_{11} \cdot \left(1 - \frac{d_1}{d_n}\right)^4 \quad (\text{F.4.36})$$

F.4.36'da birinci indis kademeyi ifade eder. 2. indis 1.den başlayıp 2.de sona erdiğini ifade eder. Adlandırmalar Şekil 4.10'da görünmektedir. Başlangıç basıncı olarak daha önce Tablo 4.3'de hesaplanan mutlak basınç değerleri dikkate alınmalıdır.

$v_{11}$  hava hızı girişte Tablo 4.3'deki değerlerle F.4.8 eşitliğine göre tesisin sonundaki hızı gösteren şekilde atmosfer şartlarında hesaplanır.

$$v_{11} = v_0 \cdot \sqrt{\frac{P_0}{P_{11}}} \quad (\text{F.4.37})$$



Hava Basıncı $P_{n1}, P_{n2}$	bar	$P_{11}$	$P_{12}$	$=P_{21}$	$P_{22}$	$=P_{31}$	$P_{32}$	$=P_{41}$	$P_{42}$	$=P_0$
Hava Yoğunluğu $\rho_{L1}, \rho_{L2}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\rho_{L11}$	$\rho_{L12}$	$=\rho_{L21}$	$\rho_{L22}$	$=\rho_{L31}$	$\rho_{L32}$	$=\rho_{L41}$	$\rho_{L42}$	$=\rho_{L0}$
Hava Hızı $V_{n1}, V_{n2}$	m/s	$V_{11}$	$V_{12}$	$V_{21}$	$V_{22}$	$V_{31}$	$V_{32}$	$V_{41}$	$V_{42}$	$=V_0$
Boru Çapı $d_n$	mm	$d_1$	$d_1$	$d_2$	$d_2$	$d_3$	$d_3$	$d_4$	$d_4$	$=d_0$

Şekil 4.10 Çok Kademeli Taşıyıcı Tesis

Daha sonra 2 Adımdan hesaplanan basınçlar her kademede basınç kaybına dönüştürülür. Taşıyıcı tesis uzunluğu  $\Delta l$  her kademedeki  $\Delta l$  uzunluklarına, basınç kaybıyla orantılı olarak dağıtılır.

$$\Delta l_n = \Delta l \cdot \frac{P_{n1} - P_{n2}}{P_{11} - P_0} \quad (F.4.38)$$

Taşıyıcı tesisatın dağılımında, kaç tane yatay taşıma, dikey taşıma sadece birinci adıma mahsus olmak üzere hızlanma ve dirsek sayısı her kademe için ayrı önem taşır.

Her kademedeki basınç kaybının hesaplanabilmesi için  $\mu$  yük katsayısının aşağıdaki gibi hesaplanması gerekir.

$$\mu = \frac{Q_s}{Q_L} = \frac{4 \cdot Q_s}{\pi \cdot \rho_{L0} \cdot d_0^2 \cdot v_0} \quad (F.4.39)$$

Son kademedeki basınç kaybı yani n. kademedeki F.4.34 eşitliğine göre hesaplanır. Çünkü bu son bölümde Atmosfer basıncı hakimdir. Son kademenin başlangıcında, bir önceki kademenin sonundaki durum dikkate alınır ve bu şekilde birinci kademeye kadar gidilir. K faktörünün hesaplanmasında ilk kademede ortaya çıkabilecek hızlanma kaybına özellikle dikkat edilmelidir. Çünkü diğer tüm kademelerde taşınan mal yüksek bir hıza sahiptir. Bundan dolayı F.4.24 eşitliğindeki parantez içindeki birinci terim 2. kademedен itibaren dikkate alınmaz.

Her kademedeki basınçların toplamı taşıma tesisindeki  $\Delta p$  toplam basınç kaybını verir. Bunun için başlangıçtaki basınç,

$$p_{11} = p_0 + \Delta p \text{ olarak alınır.}$$

Bu basınç daha önce seçilen başlangıç basıncı ile karşılaştırılmalıdır. Çıkan sonuçlar şöyle değerlendirilebilir.

a)  $p_{11}$  kompresörün basınç yükselmesine göre değişiyorsa bu durumda yeni boru çapı seçilmelidir.

b) Her durumda basınç kaybı Tablo 4.3'e uygunsuzsa kompresörün basınç yükselmesi ile  $p_{11}$  birbirine yakındır. Bu durumda hesaplamalar Tablo 4.4'e göre tekrar edilir.

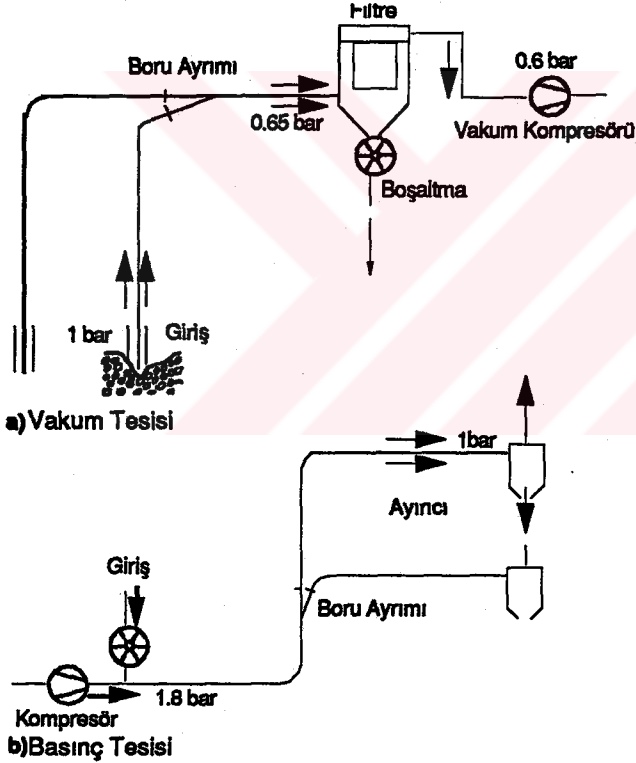
c) Kompresörün basınç yükselmesi durumunda  $p_{11}$  bu değerlere eşite yakın durumda basınç kaybı değeri Tablo 4.3'e uygundur. Bu durumda hesaplama tamamdır.

Hesaplamanın sonuçlanmasına proje mühendisi karar verecektir. Bir çok yapılan he-

saplamada, başlangıç basıncı  $p_1$  için tam değere daima tekrarlanan hesaplarla (iterasyon) yaklaşılmıştır. Kademeli yüksek basınç tesisleri için belirlenen hesaplama programına uyulması tavsiye edilir.

#### 4.4 Hava Kompresyonu Etkisinde Pnömatik Vakum Tesisi

Bölüm 2.4 ve Şekil 4.11 a'de pnömatik vakum tesislerinde başlangıç atmosfer basıncı ve sonda yani kompresörden önceki durumda alt bir basınç olduğu ifade edilmektedir. Böyle bir durumda vakum tesisindeki basınç kaybı teorik olarak 1 bar'la sınırlıdır. Bu bölümde ekonomik işletme şartlarında  $\Delta p=0,5$  bar'lık basınç farklılığı ideal olarak ele alınmıştır.



Şekil 4.11

##### 4.4.1 Hava Hızı

Pnömatik vakum tesisinde başlangıçta yani girişteki hız, hava hızı  $v_0$ 'dir. Bu değer Tablo 4.2'den taşınabilen tüm mallar için seçilebilir. Dinamik basınç havanın genişlemesiyle tesisat boyunca arttığı için,  $v_0$  hızının doğru seçimi ve sabit boru

çapında minimum gerekli basınç boru tesisatının hiçbir yerinde tam olarak hesaplanamaz.

F.4.6 eşitliğine göre hava hızları mutlak basınçlar gibi davrandığı için; vakum tesisinde, eşit basınç farkı  $\Delta p$ 'de hava hızları taşıma tesisi boyunca, basınç tesislerindeki göre daha kuvvetle artar. Tesisatın sonunda yüksek hava hızlarından kaçınıldığı için, taşıma tesisi boru çapı basınç tesislerinde olduğu gibi F.4.8 eşitliğine göre kademelendirilir.  $p_1/p_2$  basınçları oranı daha önce anlatıldığı gibi max 2 olarak alındığı için (bu değer basınç tesisinde 4 veya daha fazla olabilir), vakum tesisleri en fazla bir kez kademelendirilir.

Yüzeysel veya hacimsel emme yapabilen bir çok emme tesisinde, yatay ve dikey durumda bir veya iki teleskobik boru vardır. Teleskobik borular iç içe geçmiş borulardır. Taşıma yönünde küçük boru büyük borunun içine geçer ve akım küçükten büyüğe devam eder. Genelde imalat toleransları dahilinde seçilen borular birbirine adapte edilir.



**Şekil 4.12**  
Pnömatik bir vakum tesisinde teleskobik boru montajı

## 4.4.2 Basınç Kaybı

### 4.4.2.1 Vakum tesisinde basınç kaybının integrasyonu

F.4.29 eşitliğine göre pnömatik vakum tesisi için aşağıdaki eşitlikler dikkate alınmalıdır.

$$p(0)=p_0 \text{ (genelde } p_0=1 \text{ bar)}$$

$$p(\Delta l)=p$$

$p_0 > p$  ise F.4.29'a göre,

$$\int_{p_0}^p p \cdot dp = - \frac{\lambda_L}{d} \cdot \frac{\rho_{L0}}{2} \cdot v_0^2 \cdot p_0 \int_0^{\Delta l} dl$$

$$p^2 = p_0^2 - \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} \cdot \rho_{L0} \cdot v_0^2 \cdot p_0$$

Buna bağılı olarak sürtünmesiz boruda  $\Delta l$  uzunluğunda  $\Delta p$  basınç kaybı,

$$\Delta p = p_0 - p = p_0 \cdot \left[ 1 - \left( 1 - \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} \cdot \frac{\rho_{L0} \cdot v_0^2}{p_0} \right)^{0,5} \right] \quad (\text{F.4.40})$$

F.4.40'da daha önce yapılan bir uygulamadaki gibi

$$\lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} = K \quad \text{olarak kabul edilirse;}$$

pnömatrik vakum tesisinde basınç kaybı değeri;

$$\Delta p = p_0 - p = p_0 \cdot \left[ 1 - \left( 1 - K \cdot \frac{\rho_{L0} \cdot v_0^2}{p_0} \right)^{0,5} \right] \quad (\text{F.4.41})$$

#### 4.4.2.2 Vakum tesislerinde basınç kaybının sınırları

Daha önce Bölüm 2.4'de ve Bölüm 4.4'de pnömatrik vakum tesisinin sınırlamaları belirtilmişti. Bu sınırlamalar F.4.41'de basınç kaybı hesabında da görülmektedir. Burada reel  $\Delta p$  değeri için,

$$1 - K \cdot \frac{\rho_{L0} \cdot v_0^2}{p_0} \geq 0 \quad \text{veya}$$

$$K \leq \frac{p_0}{\rho_{L0} \cdot v_0^2} \quad (\text{F.4.42}) \quad \text{olması gerekmektedir.}$$

F.4.24'e göre K faktörü; taşınan mal, taşıma aracı ve taşıyıcı tesisin tüm özelliklerini kapsamaktadır.

$\rho_{L0}$  ve  $v_0$ 'ın çok kullanılan değeri için F.4.41 eşitliğine göre pnömatrik tesisin  $\Delta p$  basınç kaybı, K faktörü ile çarpan halde kullanılır. (Şekil 4.13) Pnömatrik tesisin fiziksel sınırı (a) ve (c) eğrilerinin kesiştiği yerde  $K=134$  noktasında oluşur. Bu değer F.4.42'den hesaplanabilir. Hava, örneğin su gibi kompresyonsuz durumda olsaydı; K'nın (b) ve (c)

eğrileriyle kesişen iki noktası ortaya çıkardı. İkisi arasındaki fark taşıyıcı tesisin sonunda kompresyonlu akımda, artan hava hızı ve daha az bir mutlak basınç oluşmasıdır.

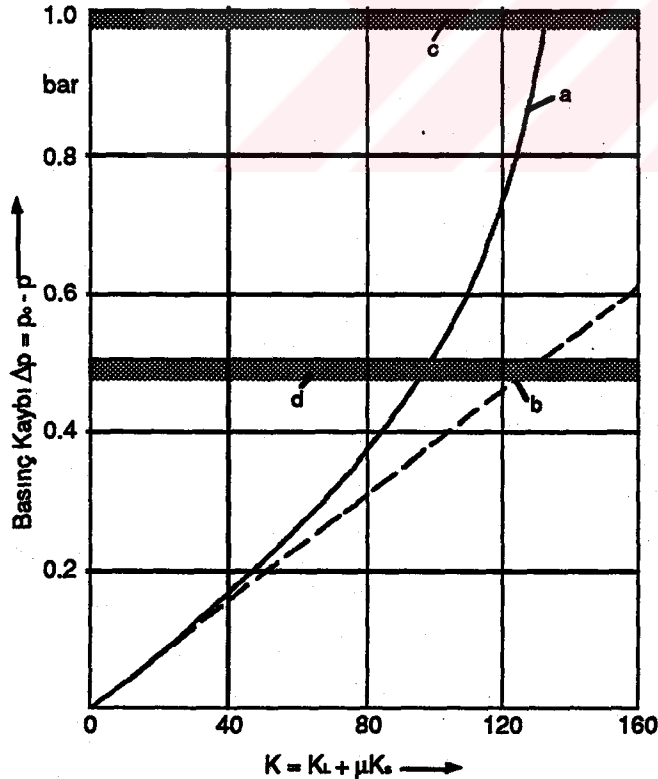
Taşıyıcı tesisin kademelendirilmesiyle bu max K değeri her yerde daha artar.  $\Delta p=1$  bar 'da bu değer, taşıyıcı tesis için gerekli hava miktarı;

$$\rho_{L0} \cdot v_0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

değerini sağlamak için oldukça yükselir

Döner piston kompresörlü pnömatrik vakum tesislerinin üst sınır noktası (a) ve (d) eğrilerinin kesiştiği (K)'nın 100 olduğu noktadır. Kompresörün basınç yükselmesi 0,5 bar 'dan 1 bar'a çıktığında, sadece K değerinin yükselmesi 1,34 kat artacaktır. Bu durumda kuvvetli sıcaklık artışı olan büyük kompresörler gerekecektir. Sonuçta bu tip kompresörler düz kompresör tanımlama çizgilerinden dolayı hem ekonomik değildir, hem de kolayca bozulabilir.

Bu durumda (d) eğrisi teorik sınır kabul edilebilir. Konuyla ilgili olarak doğal şartlar tam tanımlanmadığı için bazen yanlış yorumlamalar yapılabilmektedir.



**Şekil 4.13**

K faktörünün fonksiyonu olarak hava hızının  $V_0=25$  m/s ve hava yoğunluğunun  $\rho_{L0}=1.2$  kg/m<sup>3</sup> değerinde pnömatrik vakum tesisinde basınç kaybı

- a- F.4.40'a göre kompresyonlu hava akımında basınç kaybı
- b- Kompresyonlu olmayan durumda basınç kaybı
- c- Fiziksel (mutlak) sınırdaki vakum tesisi
- d- Ekonomik kompresör şartlarında vakum tesisinin sınırları

#### 4.4.3 Vakum Tesisi Hesaplanması

Tablo 4.6'da pnömatik bir vakum tesisinin hesaplanmasında kullanılan akış diyagramı görülmektedir. 1., 2. ve 3. Adımlarda havanın kompresyonu etkili olmadığı için bu kısım pnömatik basınç tesislerindeki gibi hesaplanır. 4. Adımdaki  $\mu$  yük katsayısı ve K faktörünün hesabı da basınç tesislerindeki gibi yapılır. Basınç kaybı  $\Delta p$  F.4.41'e göre hesaplanır.

Vakum tesisinde en az dinamik basınç başlangıçtaki Atmosfer basıncı olduğu için basınç kaybı hesabının iterasyonuna gerek yoktur.

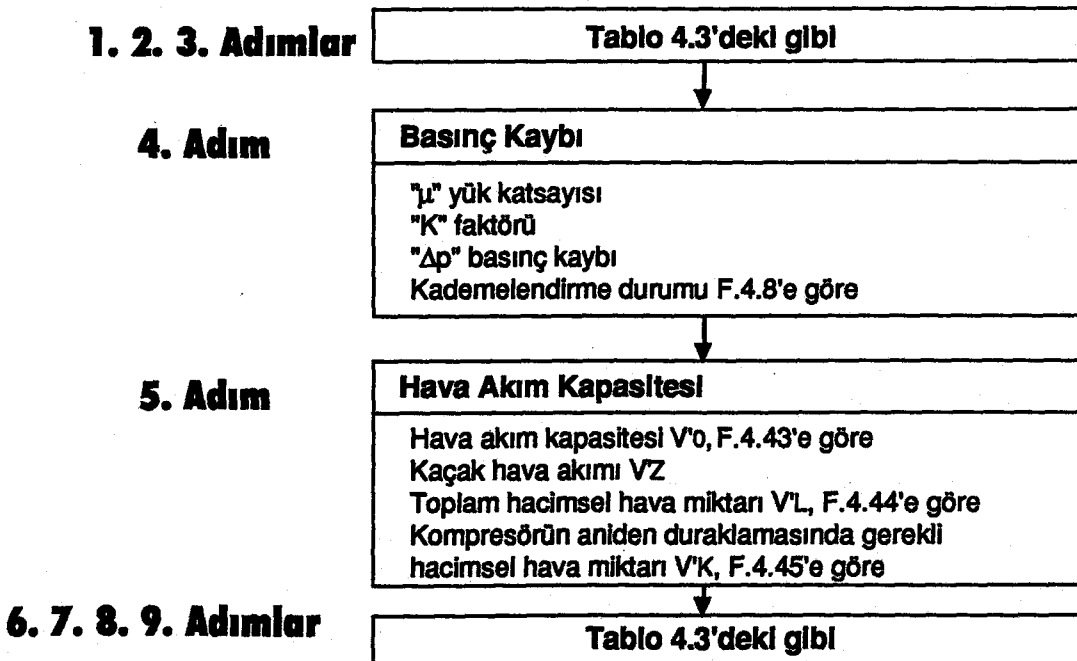
5. Adımdaki gerekli hacimsel hava miktarı şu şekilde hesaplanır.

$$V'_{L0} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v_0 \quad (\text{F.4.43})$$

Bu hacimsel hava miktarı malın boşaltılmasında muhtemelen oluşacak kaçak hava akımıyla toplanır.

$$V'_L = V'_{L0} + V'_Z \quad (\text{F.4.44})$$

**Tablo 4.3** Pnömatik Vakum tesisi hesabı akış şeması



Başlangıçlarda genelde unutulmuş önemli bir konu, kompresörde aniden duraklamayla oluşan gerekli hava miktarıdır. Bu gerekli hava miktarı hesabı şu şekilde yapılır.

$$V_k = V'_L \cdot \frac{p_0}{p_0 - \Delta p} = \frac{V'_L}{1 - \frac{\Delta p}{p_0}} \quad (\text{F.4.45})$$

F.4.45'deki  $\Delta p$ , kompresörde duraklama olana kadar oluşan basınç kaybı değeridir.

**Tablo 4.6** Dikişsiz çelik boru seçimi (DIN 2448)

	DIŞ ÇAP mm	ET KALINLIĞI mm	İÇ ÇAP mm
*	48,3	2,6	43,1
	51	2,6	45,8
	57	2,9	51,2
*	60,3	2,9	54,5
	63,5	2,9	57,7
	70	2,9	64,2
*	76,1	2,9	70,3
	82,5	3,2	76,1
*	88,9	3,2	82,5
*	101,6	3,6	94,4
	108	3,6	100,8
*	114,3	3,6	107,1
	121	4	113
	127	4	119
	133	4	125
*	139,7	4	131,7
	152,4	4,5	143,4
	159	4,5	150
	165,1	4,5	156,1
*	168,3	4,5	159,3
	177,8	5	167,8
	193,7	5,4	182,9
	219,1	5,9	207,3
	244,5	6,3	231,9
	273	6,3	260,4
	298,5	7,1	284,3
	323,9	7,1	309,7

\* ISO'ya uygun borular

## 5. PNÖMATİK TAŞIYICI SİSTEMLERİN GENEL İNCELENMESİ

### 5.1 Taşıma sistemi özellikleri

Pnömatik taşıyıcılar, granül ve toz malzemenin kayıpsız ve çevre kirliliğine sebep vermeden taşınmasında, mekanik transport konveyörlerinin kullanılmasının ekonomik olmadığı alanlarda, otomasyonun istendiği hallerde, yatay ve düşey taşımacılıkta genelde yaygın kullanılan transport sistemleridir.

- Pnömatik taşıyıcılar teknik olarak hava akışının kinetik enerjisinin dinamik basınca ve aero-dinamik kaldırmaya dönüşmesiyle çalışırlar ve çeşitli şekil ve ölçüdeki partiküllerin bir noktadan diğer bir noktaya taşınabilmesine aracı olurlar.

- Tamamıyla kapalı sistem olarak çalıştıkları için nakledilen malzemeyi dış etkilere korudukları gibi malzeme kayıpları ve çevreye toz emisyonları yoktur. Pnömatik nakil sistemleri ile nakledilen bazı malzemeler değişik gazlar ( $N_2$ ,  $CO_2$ , Ar) veya kuru hava ile nakledilirler.

- Nakledilecek malzemelerin fiziksel ve kimyasal yapıları, kısaca özelliklerine uygun bir nakil sisteminin seçilmesinde esas faktördür. Seçilecek malzeme, boru ve teçhizatlar da tıkanıklara sebep olmamalı ve nakil havasıyla bileşimde bulunmamalıdır. Nakledilecek malzeme karakteristikleri tam ve eksiksiz olarak bilinmeden pnömatik nakliye sistemine karar verilmemeli, eksik ve de yetersiz teçhizatla pnömatik nakliye işlemi için girişimde bulunulmamalıdır.

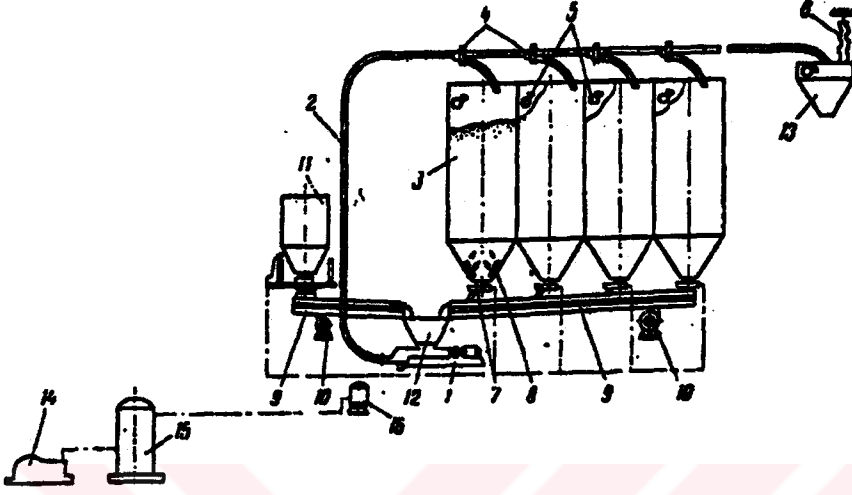
Pnömatik iletimin bir başka şeklinde toz ve ince taneli malların akıcılığını artırmak için hava ile karışımı sağlanır. Bunun için çok az bir eğimde, dibi elek gibi delikli olan bir tekneye basılan hava ile malların aşağı doğru akarak hareketi sağlanır. Bu tür sistemler genellikle Bunker ve siloların boşaltılmasında kullanılır.

Pnömatik iletimde, iletim genelde 40 m/s hıza kadar hava ile sağlanır. Çok ender durumlarda iletim malı boru içinde bir tıkaç gibi yavaş bir hızla ilerler.

İletim güçleri çok geniş sınırlar içinde değişmektedir. Bu değerler  $500 m^3/h$  kadar ulaşmaktadır. İletim uzunlukları 2 km'ye ve iletim yükseklikleri her hat için 100 m'ye kadar varabilmektedir.

Pnömatik iletim sistemleri çeşitli endüstri işletmelerinde inşaatlarda ve hatta gemilerde vagonların boşaltılmalarında kullanılmaktadır. Bunlar özellikle kuru kolay akabilen çimento kömür tozu, kül, talaş, tahıl, döküm kumu gibi toz ve küçük taneler halindeki yığın malların iletiminde kullanılır.

Bu tip tesislerin önemli avantajları arasında, boruların istenildiği şekilde yerleştirilmesi ve hareketli parçaların azlığı nedeniyle çok az bir personele gereksinim ve iletimin tam olarak otomasyona dönüştürülebilmesi yer almaktadır.



**Şekil 5.1.** Bir Beton Santralının Çimento Silosunda Havalı Götürme

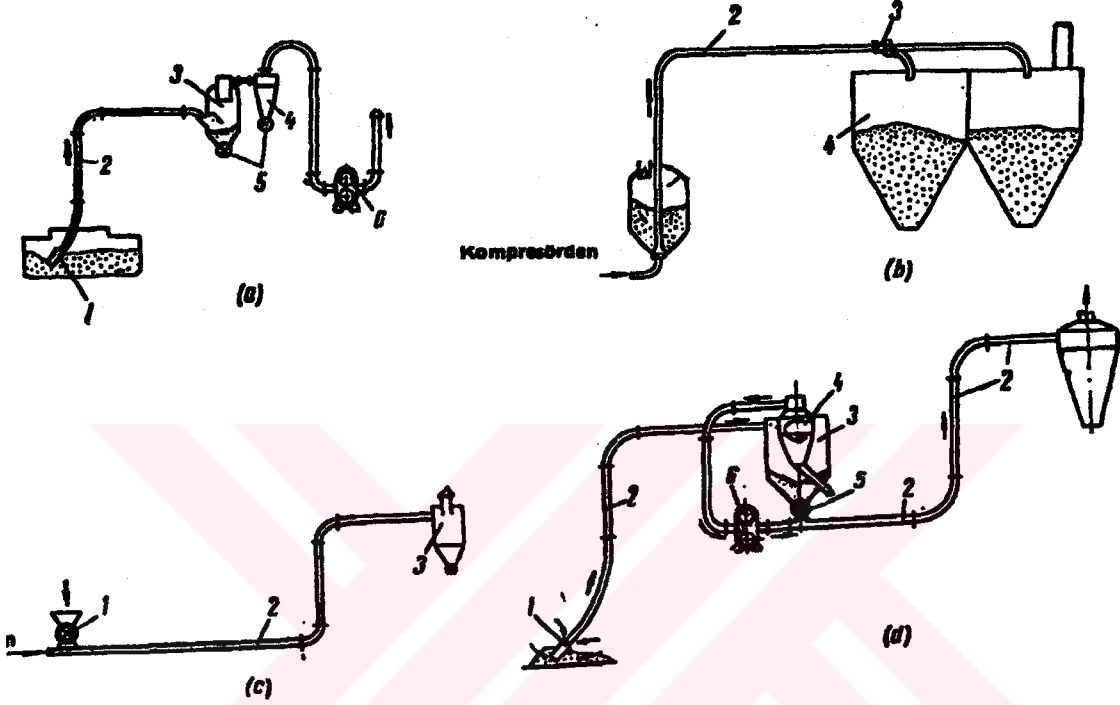
1- vidalı (helizon) besleyici; 2- götürme borusu; 3- silolar; 4- yol değiştirme vanaları; 5- seviye göstergeleri; 6- toz toplayıcı (torba filtre); 7- boşaltma kapakları; 8- havalandırma levhaları; 9- hava kızı; 10- körukler; 11- kendiliğinden boşaltmalı hazne; 12- ara hazne (bunker); 13- beton santral haznesi; 14- kompresör; 15- basınçlı hava deposu; 16- su tutucu.

## 5.2 Pnömatik taşımada yaşanan problemler

Taşınan malzemeler kademeli olarak boru radyuslarının dış yüzeyinde birikim yapıp bir kaç gün içinde borunun tıkanmasına sebep olabilir. Bazı malzemeler nakil esnasında segregasyona uğrayıp tane iriliklerine göre sınıflara ayrılıp ince partiküller nakil sistemi sonundaki toz filtresinin aşırı yüklenmesine sebep olabilir. Malzemeler nakil noktasına gelene kadar içlerinde bulunan bazı maddeleri bırakırlar. Bunun sebebi genelde malzeme içindeki maddelerin nakil havasında mevcut rutubeti absorbe etmesidir. Bu durumda malzemeler boru ve yardımcı teçhizatın üzerine yapışır. Kuru bir toz karışımının pnömatik nakliye sonunda, toplama silosuna yapışkan ve çamurumsu halde geldiği görülebilir. (Kompresörde havanın sıkışması sebebiyle ısınması, malzemeye ısı transferi ve malzemenin soğuk yüzeylerde yoğunlaşması nedeniyle) Bunların dışında pnömatik nakil sistemlerinin en önemli problemleri aşındırıcı malzeme taşımada yaşanan aşınma problemleridir.

### 5.3 Pnömatik tesislerin yapım şekilleri

Pnömatik ileticiler emme havalı iletilci, basınçlı havalı iletilci veya her iki sistemin birleştirilmesiyle emme ve basınçlı havalı iletilci sistemler olarak imal edilirler.



**Şekil 5.2. Havalı Götürücülerin Ana Türleri**

a- emmeli götürecü: 1- emme ağız; 2- boru; 3- seperatör; 4- toz toplayıcı (siklon); 5- kapak; 6- körük;  
 b- yüksek-basınçlı götürecü: 1- döner besleyici; 2- boru; 3- yol değiştirme vanası; 4- yükleme tekmeleri;  
 c- orta basınçlı götürecü: 1- alış birimi; 2- boru; 3- seperatör;  
 d- emme-basınçlı birleşmiş götürecü: 1- emme ağız; 2- boru; 3- seperatör; 4- toz toplayıcı (siklon); 5- kapak; 6- körük.

#### 5.3.1 Emme havalı iletim (Vakum) tesisleri

Emme havalı ileticiler, kısa iletim yolları ve kolay hareket ettirilebilen mallar için uygundur. Tahıl iletiminde büyük çoğunlukla veya bazı durumlarda emme ve basınçlı havalı bileşik pnömatik iletim sistemleri kullanılır. Emme havalı ileticilerde bir veya bir kaç yerden iletilcinin beslenmesi yapılırken, sadece bir yerden malın boşaltılması yapılır. Emme havalı iletilcide malzeme düşük yoğunluktaki hava içinde götürülür.

### 5.3.2 Basıncılı hava ile iletim tesisleri

Basıncılı hava ile çalışan iletim tesislerinde daha büyük bir basınç düşümünden faydalanılır. Bu tip tesisler genelde ağır hareket eden mallar ve genellikle bir besleme yerinden bir çok boşaltma yerinin beslenmesinin söz konusu olduğu yerler için uygun tesislerdir. Ağır toz halindeki ve taneli mallarda genelde basıncılı hava iletim tesisleri kullanılır. Vakum sistemlerine oranla daha küçük çaplı borular ile nakil yapılır. Hava kaçakları sistem dışına doğru olduğundan dış rutubet veya şartlar sistem içine nüfuz edemez. Bu tip tesislerin dezavantajları her malzeme besleme noktası için hava kilitletici rotary valf ve geri tepme koruması için filtreye ihtiyaç vardır. Malzemenin son nakil noktasında büyük toz filtresine ihtiyaç vardır.

## 5.4 Mal ve Hava Karışım Şekilleri

### 5.4.1 Nakil malzemesinin hava akımına verilmesi durumu

Bir kaynak tarafından üretilen pozitif hava basıncı veya vakum ünitesi tarafından emilen hava akımı içine, nakledilecek malzemenin beslenmesi bu sınıfın ana karakteridir.

Ana karakteristik, düşük hava malzeme oranı ile çalışmasıdır. Dolayısıyla şekilsiz, iri malzemeler, yassı malzemeler, taneli malzemeler toz haline getirilmiş katılar v.b. taneleri birbirine kilitlenmeksizin veya minimum temas ile nakledilir.

Bu tip karışım yapılan vakum ve basınç tesislerinde;

- Vakum oluşturan, fan, döner pistonlu pompa (Blower) veya vakum cihazı
- Vakum ünitesini koruyan, nakledilen malzeme ile nakil havasını ayıran filtre
- Siklon, rotary hava kilidi, yön değiştirme valfi
- Bunker ve silolar ile bunların filtre ve fanları
- Malzemeye düşük malzeme / hava oranı sağlayacak besleyiciler kullanılır.

Bu tip karışım yapılarak nakil yapılan sistemlerde, dizayn basınç sınırları, basınç tesislerinde (+ 0,7) bar, vakum tesislerinde (- 0,45) bar olarak kabul edilebilir.

### 5.4.2 Havanın nakil malzemesine verilmesi durumu

Belirli malzeme toz pompası içine beslenir. Toz pompası basıncılı kap prensiplerine göre dizayn edilmiştir. Besleme sonunda besleme ağzı kapanır. Bu noktadan itibaren

basıncı hava sistem içine verilir. Bu işlem malzemenin tamamıyla pompayı terk etmesine kadar devam eder. Doldurma ve boşaltma saykılı devam ederek pnömatik nakliye gerçekleştirilir. Bu sistemde kapasite tank dolum hızına bağlıdır.

Dolum zamanı, basma zamanı toplamı bir saykıl olduğuna göre saatlik kapasite istekleri tank kapasitesiyle ayarlanır. Toz pompası sistemleri pozitif basınçlı sistemlerdir.

Toz pompaları genelde pulverize edilmiş toz malzemeler ile granül malzemelerin ve prensip olarak kolay hava ile akışkan hale gelebilen malzemelerin düşük hızla naklinde kullanılır. Böyle bir durum toz pompalarının aşındırıcı toz ve malzeme nakliyesinde kullanılmasına imkan vermektedir.

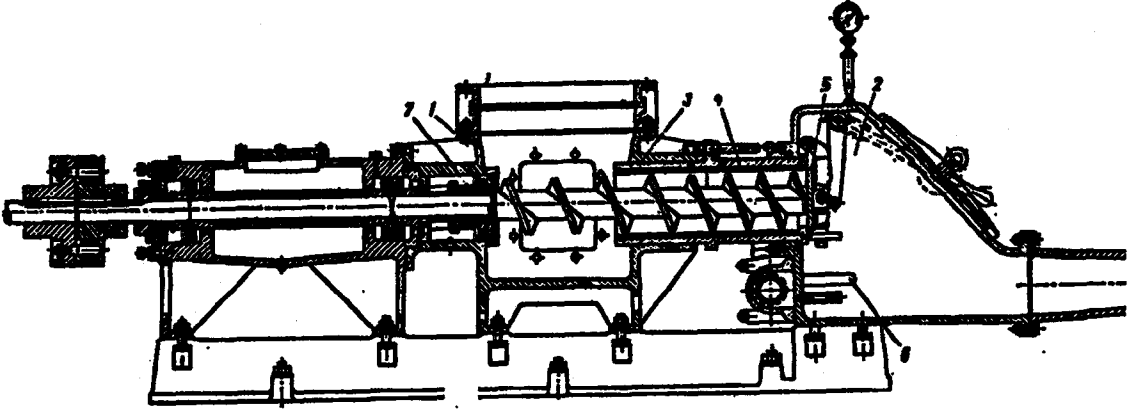
Toz pompalarında kullanılan basınçlı kap hacimleri 30 lt ile 10000 lt arasında değişir. Deşarj basınçları 1 bar ile limitlendirilmiştir. (Bu limit ASME - Basınçlı Kaplar Bölüm 8 Kısım 1'de belirtilmiştir)

Toz pompası sistemleri kesintili rejimde çalıştıkları için kapasitelerinin devamlılığı ve üniform olması için her saykıldaki dolumlarının eşit olması gerekmektedir.

#### **5.4.3 Malzeme ve havanın karıştırılarak verilmesi durumu**

Bu sınıfta malzeme ve hava devamlı beslenerek yüksek malzeme / hava oranı temin edilir. Hava karışımı sistemler rölatif olarak yüksek basınçta çalışan sistemler biçiminde düşünülebilir. Genelde 2 ayrı grupta toplanır.

a) Değişken hatveli vida, malzemeyi vida bunkerinden karışım haznesine devamlı nakleder. Bu durumda malzeme hazne içinde mevcut hava üfleme nozullarından üfleme doğrultusu içine gevşetilmiş ve karışım temin edilmiş olur. Karışım çıkış boğazı ile aynı yönde olduğundan sabit malzeme / hava oranı ile nakil borularına iletir. Bu tip sistemlere pnömatik vidalı (helezonlu) pompalar denir. En çok Kimya ve Metalurji fabrikalarında ve Çimento fabrikalarında yaygın olarak kullanılır. Pompanın en önemli ana parçalarından biri yüksek hızla dönen basma vidasıdır. Vidanın düzgün dönmesi tüm pnömatik nakil sisteminin randımanını artırır. Vidanın hatvesi çıkışa doğru azaltılarak, vida sonuna doğru malzemeyi sıkıştırılır ve dolayısıyla basınçlı havanın vida ile kovan arasından geçerek yüklenme haznesine geçmesi önlenir. Helezonlu besleyici hesap tarzından ilerdeki konularda bahsedilecektir.



**Şekil 5.3.** Sabit Helikon-türü Havalı Besleyici

b) İkinci grup olarak süpürmeli karışım sisteminden söz edilebilir. Tatbikat alanı ve mekanik sızdırmazlık problemleri fazla olan bu sistemde çift girişli rotary valfin bir girişinden malzeme beslenirken, ikinci girişten yüksek basınçlı hava kontrollü olarak verilir. Kanatlar arasındaki malzeme basınçlı hava ile kısa bir zaman için gövde ve kanatlar arasındaki cepte karışır. Rotorun dönmesiyle hapsedilmiş basınçlı havanın tesiriyle karışım rotary besleyici altından geçen nakil havasına püskürtülür.

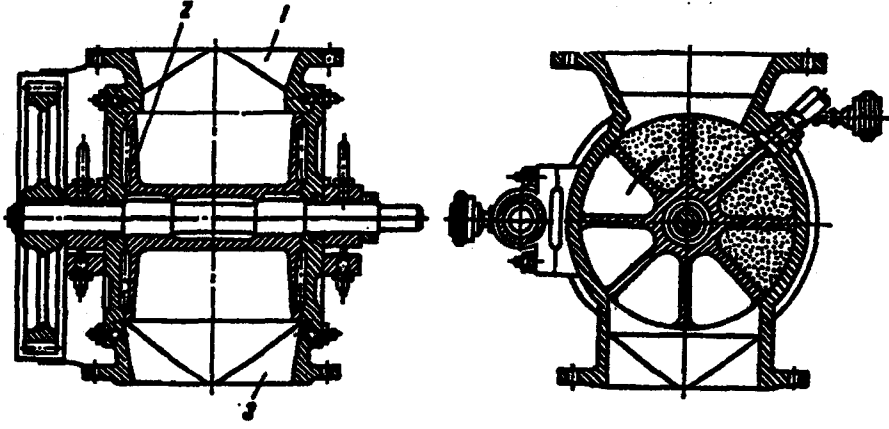
Her iki sistem, akışkan hale getirilebilen pulverize toz ve granül malzemenin naklinde kullanılırlar. (a) sistemi 2,7 bar ve (b) sistemi 1,3 bar basınca kadar karıştırılabilirler.

## 5.5 Pnömatik taşıyıcı tesis yardımcı üniteleri

### 5.5.1 Besleme üniteleri

Vakum altındaki bir boru tesisatına, nakil malzemesinin hava akımına verilmesi şeklinde malzeme beslenmesi, direkt olarak silo veya bunker altına konmuş rotary hava kilitli besleyici (Şekil 5.4) ile yapılır. Bu durumda büyük silo altlarına küçük bir ara bunker konularak sıkışmış malzemenin havalandırılması ve sabit yoğunlukta beslenmesi tavsiye edilir. (Vibro besleyici)

Basınç altında çalışan bir boru tesisatına besleme yine rotary hava kilitli besleyiciler ile yapılmalıdır. Ancak basınçlı sistemler için dizayn edilecek rotary valflerde sızdırmazlık (basıncın geri tepmemesi ve malzemenin yoğunluğunun azalması için) önemlidir.



**Şekil 5.4.** Rotary Hava Kilitli Besleyici

Tercihen 8-9 kanatlı rotor ve daha hassas tolerans sınırlarına gidilmelidir. Basınç kaçaqlarını önlemenin ikinci yolu da besleme bölümünün havalandırılmasıdır. Bunker veya silo altındaki bölümden alınacak boru ile sızıntı hava silo veya bunkere verilebilir. Bu tip sistemlerde besleme bunkerinin üstten havalandırılması şarttır. Bu da bunker üzerine filtre ilavesiyle sağlanabilir. Filtre devamlı temizlemeli tip olarak seçilmelidir. Rotary besleyici mil sızdırmazlıkları önemlidir. Salmastralı veya hava üflemeli sızdırmazlık labirentli sistemler kullanılmalıdır. Yataklar mutlaka gövdeden uzakta dizayn edilmeli, tozun sızarak rulmanları bozması önlenmelidir.

Rotary besleyicilerin dizayn ve boyut seçiminde en önemli husus nakledilecek malzeme karakteristiklerine uygunluğu ve rotor devir sayısıdır. Çok ince tanelli malzemeler rotor paletlerine girdiklerinde yoğunlukları azalır ve daha çok hacim kaplarlar.

Tozsuz parçalı malzemeler ise rotor paletlerini doldurmada daha uzun zamana ihtiyaç gösterirler. Tüm bu değişkenler göz önüne alınarak, başka bir deyişle şartların dikte ettiği rotor çapı ve devir sayısı seçilmelidir. Tayin edilen ölçüler aynı zamanda besleme debisi değişkenlerine de müsaade etmelidir.

#### 5.5.1.1 Rotary Valf (Hücre tekerlekli vana) hesaplama yöntemi

Bu tip bir besleyicide verilecek mal kapasitesi ( $Q_s$ )'ne göre hesaplama yapılır.

$$Q_s = V_z \cdot n_z \cdot \rho_{ss} \cdot \phi_z \quad (F.5.1)$$

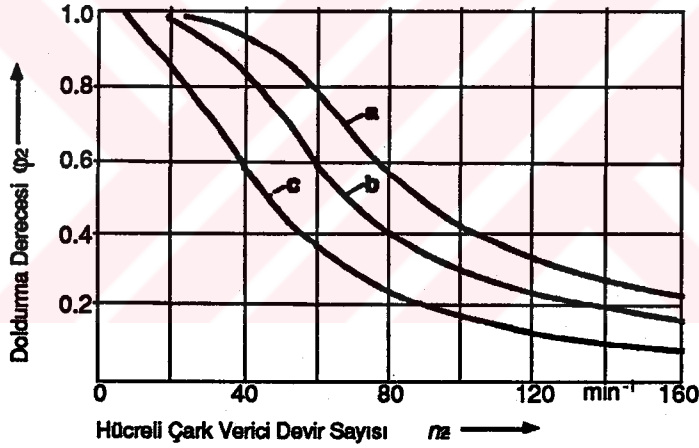
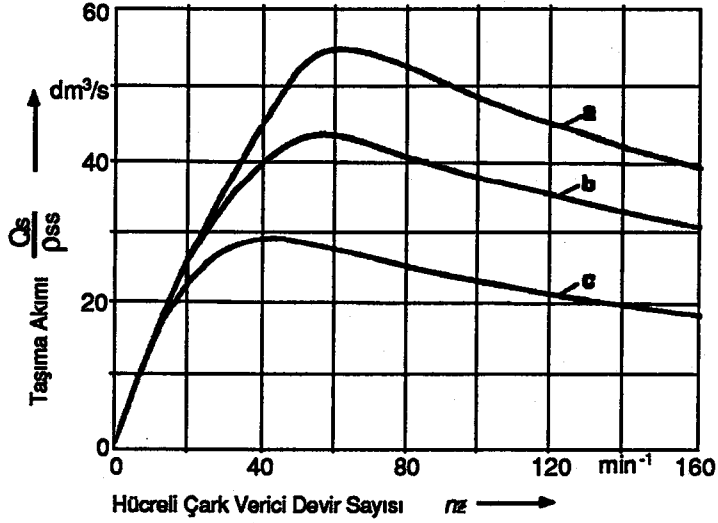
$V_z$  → Rotary valf paletlerinin toplam hacmi ( $m^3$ )

(Mil ve palet hacimleri çıkarılmıştır)

$n_z$  → Milin devir sayısı (d/sn)

$\rho_{ss}$  → Beslenecek malın yığın yoğunluğu ( $\text{kg/m}^3$ )

$\phi_z$  → Taşınacak malın özelliğine bağlı doldurma derecesi katsayısı



### Şekil 5.5

Taşınan üç farklı malzeme için 200 mm çaplı hücreli çark vericide devir sayısının fonksiyonuna bağlı olarak taşıma akımı ve doldurma derecesinin durumu.

Taşınan Mal	Tane Çapı	Yığın Yoğunluğu
a) Kolza	2 mm	675 $\text{kg/m}^3$
b) Potasyum	0.25 mm	1081 $\text{kg/m}^3$
c) Öğütülmüş yem	0.2 mm	338 $\text{kg/m}^3$

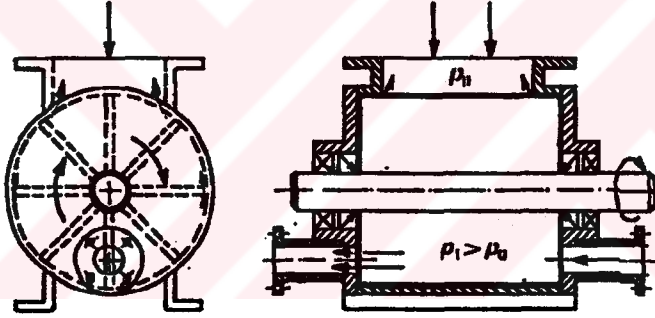
Şekil 5.6'da farklı mallar için  $Q_s/\rho_{ss}$  taşıma akımı değerleri verilmiştir. Bu grafikten de görüldüğü gibi sadece 15 d/dk değerine kadar mal çeşidine göre fark etmeyen orantılı bir artışla  $n_z$  devir sayısı bulunabilmektedir. Daha yüksek devir sayılarında grafikten görüldüğü gibi doldurma derecesi  $\phi_z$  1'den daha küçük değerlerdedir.

Grafikte belirtilen üç tip mal için max taşıma akımına 40-65 d/dk değerleri arasında ulaşılabilmektedir. Bu sayede küçük çaplı çarklara sahip rotary valflerde devir sayısı 50 d/dk'nın altında, büyük çaplı olanlarda 20 d/dk'nın altında seçilir.

Rotary valf besleyici hesabında genellikle %70-%75 doldurma derecesi alınır. Böyle bir besleyicide 1250 mm çaplı çarkla 800 t/h pnömatik kapasiteye ulaşabilen tesisler vardır.

### 5.5.1.2 Basıncılı iletim tesisleri için hücreli çark vericisi

Şekil 5.6'da verilmiş hücreli tip çark vericisi pnömatik iletim tesislerinin en eski ve en çok kullanılan elemanlarından biridir. Bu vericinin en iyi özelliği, aynı zamanda ve aşağı yukarı sürekli eşit şekilde dolup boşalmasıdır. İletim malı emme havalı tesislerin hücreli çark vericilerinde ağırlığı ile beslenirken basınçlı havalı tesislerde aksenel olarak üfürülmektedir.



Şekil 5.6.

Bu vericilerde max verme basınç oranı  $p_1/p_0=1,5$  kabul edilebilir. Rotor ile stator arasındaki tolerans (normal 0,1 mm) aşındırıcı mallarda çok çabuk büyüdüğünden hava direnci nedeniyle mal akımı önlenmektedir. Böylece doldurma derecesi de azalmaktadır.

Hava kaçakları nedeniyle iletim malının akışının azalmasıyla vericide ulaşılabilecek basınç farkı, max  $0,5 \text{ kg/cm}^2$  ve elastik sızdırmazlık elementlerinin kullanılmasıyla  $1,5 \text{ kg/cm}^2$  olmaktadır. Hücreli çarkın hızı tecrübelerle göre  $V=0,4 \dots 0,8 \text{ m/s}$  değerini aşmamalıdır. Çarkın çapı  $d=0,25 \dots 0,8 \text{ m}$  ve doldurma derecesi tahılda  $\phi=0,6$  ve PVC tozunda  $\phi=0,4 \dots 0,5$  olmaktadır. Böylece ulaşılabilecek debi,

$$Q_s = \rho_{ss} \cdot \phi \cdot \frac{v \cdot d}{4} \cdot L \cdot \psi \quad (\text{F.5.2})$$

$Q_s \rightarrow$  İletim debisi (t/h), iletim malı (yapışmadığı ve sıkıştırmadığı zaman) ve verici

basınç farkı ile bağlantılı değildir.

$\rho_{ss}$  → Yığın yoğunluğu ( $\text{kg/m}^3$ )

$\phi$  → Doldurma derecesi

L → Rotor uzunluğu (m)

$\psi$  → Rotordan faydalanma derecesi ( $\psi=0,6 \sim 0,8$ )

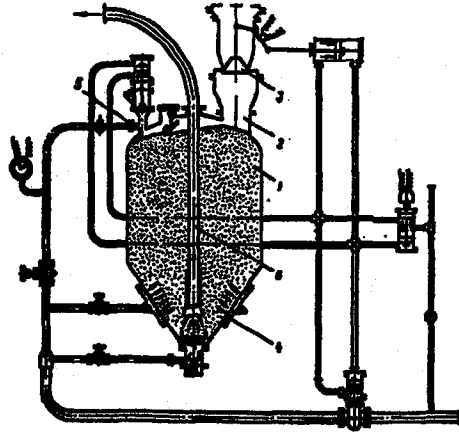
Rotorun enerji ihtiyacı amprik formülle hesaplanır.

$$P=10 d^2 (\text{kw}) d(\text{m}) \quad (\text{F.5.3})$$

### 5.5.1.3 Havalı Hücreli Besleyici

Çimento ve diğer yığın malların hava ile karıştırılarak basınçlı boruya iletilmesinde yardımcı elemanlardır. Bu vericiler alttan ve üstten boşaltmalı olarak yapılmaktadır. Şekil 5.7'de tepeden boşaltmalı bir karıştırma depolu verici gösterilmiştir. Küçük boyutlarda ve alttan beslemeli ile düzgünce bir iletim sağlanabilmektedir.

İletim malının (1) silosu içine gönderilmesi bir boğaz (2) ile ve bir konik ventil (3) üzerinden olmaktadır. Doldurulmuş olan ve dış hava ile bağlantısı kesilen oda; basınçlı hava ile delikli veya porlu levhalar (4) üzerinden doldurulur. Böylece mal hava ile karıştırılmış olur. Bir boru bağlantısı (5) ile de karşı basınç yaratılır. Üst basınç nedeniyle hava ile karışmış olan mal boruya (6) yönlendirilerek emilmeleri sağlanır. Bu tip vericiler, helzon vericilere göre daha düşük bir güç ihtiyacı göstermekte ve aşırı aşınan parçaları bulunmamaktadır. Bu nedenle bunlar aşındırıcı malların daha rasyonel iletimi için uygundur. Bu karıştırma depoları genellikle büyük iletim uzunluklarında kullanılmakta ve bu sebeple yüksek basınçlara gereksinim duymaktadır.



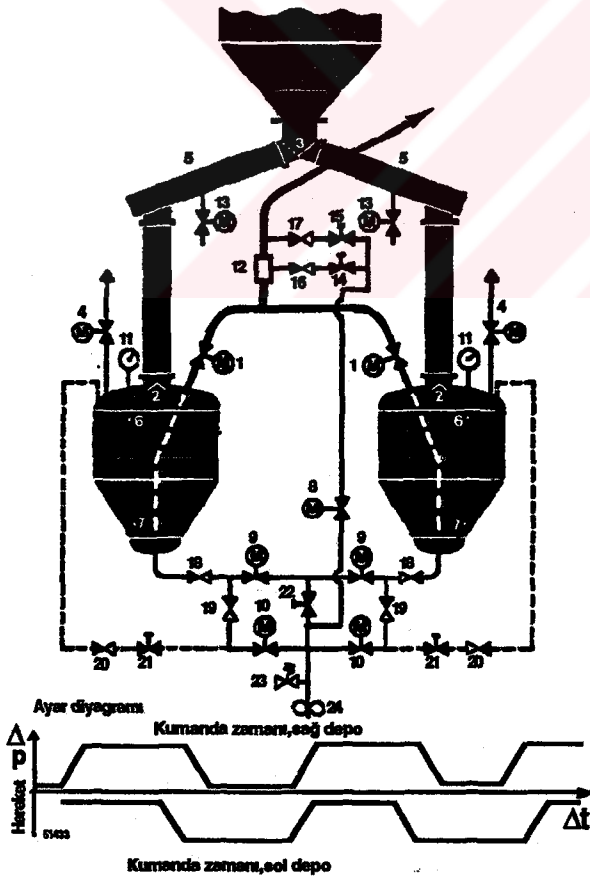
Şekil 5.4. Rotary Hava Klitli Besleyici

Karıştırma depolarının hatalı yönleri; oldukça büyük yükseklikleri ve kesikli çalışmalarıdır. Kesikli çalışma durumu, tam otomatik olarak çalışan iki depolu verici ile malın iletim borusuna her iki depodan değişik zamanlarda verilmesiyle önlenmektedir.

Sürekli verici tipinde mal kesikli olarak iletilmektedir. Önce basınçlı deponun havası boşaltılır. Sonra malzeme ile doldurularak gerekli işletme basıncına getirilir. İletim başlar.

Sürekli verici tipinde tesis birbirine paralel bağlanmış iki ayrı basınç deposu ile beslenmektedir. İlk depo ile iletim sağlanırken, ikinci deponun havası alınır ve sonra iletilecek mal ile doldurulur ve istenen işletme basıncına getirilir. Bu zaman içerisinde ilk depo boşaltılır. İletimde herhangi bir kesiklik olmadan iletim otomatik olarak ikinci depoya kaydırılır. İkinci deponun iletim zamanında birinci deponun havası boşaltılır, tekrar malzeme ile doldurulur ve işletme basıncına getirilir.

Şekil 5.8'de birbirine paralel bağlanmış iki ayrı depolu sürekli verici görünmektedir. Ayrıca Şekil 5.7 tek başına sürekli vericiye örnektir.



**Şekil 5.8**

- (1) Mal ventili
- (2) Mal giriş ventili
- (3) Mal kesme ventili
- (4) Hava boşaltma ventili
- (5) Mal düşme borusu
- (6) Dolu durum göstergesi
- (7) Boş durum göstergesi
- (8) İletim havası ventili
- (9) (10) Geçiş ventili
- (11) Temas manometresi
- (12) Bilezik kesme
- (13) Akışkan duruma getirme ventili
- (14) (15) Drosel ventili
- (16) (17) (18) (19) (20) Geri tepme klapesi
- (21) (22) Drosel ventili
- (23) Emniyet ventili
- (24) Laval memesi veya kompresör

**Tablo 5.1** Pratikte çimento için kullanılan havalı hücreli besleyici teknik değerleri

Depo Çapı (mm)	Verici Yüksekliği (mm)	İletim Debisi t/h		Hava Basıncı (Bar)
		Tek depolu	İki depolu	
1000	2200	6~12	10~20	3~5
1400	3200	12~30	20~50	3~5
1800	3400	24~60	40~100	3~5

#### 5.5.1.4 Helezonlu tip besleyici pompa

Helezonlu tip besleyici pompanın ana değerlerinin hesabı:

Şekil 5.3'de verilmiş olan helezon tip besleyici pompasının kapasitesi, vidanın basma (çıkış) kanatlarının kapasitesine bağlıdır. ( $Q_b$ ) başlangıç kanatları verimi, ( $Q_c$ ) çıkış kanatları verimi olmak üzere  $Q_c=1,15 Q_b$  (t/h) alınarak, başlangıç kanatlarına göre vida debisi formülü:

$$Q_b=0,785 (D^2 - d^2) H_b \cdot kd \cdot \rho \cdot n \cdot 60 \text{ (t/h)}$$

D = Vida çapı (m)

d = Vida mill çapı (m)

$H_b$  = Başlangıç kanatları hatvesi (m)

kd = Dolum katsayısı (Malzeme cinsine ve dönme hızına bağlıdır. Çimento için  $n=1400$  d/dk olduğunda  $kd=0,7$  alınabilir)

$\rho$  = Malzeme özgül ağırlığı (t/m<sup>3</sup>)

n = Vida devir sayısı d/dk

Çıkıştaki basma kanatlarına göre:

$$Q_c=0,785 \cdot (D^2 - d^2) H_c \cdot kk \cdot \rho' \cdot n \cdot 60 \text{ (t/h)}$$

$H_c$  = Vidanın son çıkış hatvesi

kk = Kayma katsayısı - karışım odasındaki ters ve dönme hızına bağlıdır. (Örneğin  $n=1400$  d/dk ve çalışma basıncı 1,2 bar olduğunda;  $kk=0,5$  alınabilir.

$\rho' \cdot n$  = Çıkış hatvesi içindeki malzeme özgül ağırlığı (t/m<sup>3</sup>)

(Başlangıçtaki özgül ağırlıktan yaklaşık %25 ~ %30 fazladır.

Sona doğru azalan hatveli vidalar için.)

Tecrübelerden elde edilen helezonlu tip besleyiciler için bazı ölçüler şöyle tarif edilebilir.

$$d=0,45 D, H_b=0,5 D, H_c=0,65 D$$

Vida çapı başlangıç hatvesine göre;

$$\Delta = 0,376 \sqrt[3]{\frac{Q_b}{K_d}} \text{ (m)}$$

Vida için gerekli güç ih-

tiyacı:

$$N_{motor}=1,15 N_{se} \cdot Q_c$$

$N_{se}$ =Spesifik ton başına enerji sarfiyatı

Vida hatveleri sona doğru artan pompalar :  $N_{se}=0,75$  kwh/ton

Vida hatveleri sona doğru azalan pompalar :  $N_{se}=1,2$  kwh/ton

Pnömatik vidalı pompaların karışım odasındaki gerekli çalışma basıncı, sarfiyat boru-sundaki basınç kayıpları toplamına eşit olacaktır.

Vidalı pompalar için piyasada kullanılan vida ve hatvelerine göre 30 m yükseğe nakil sağlama dahil olmak üzere aşağıdaki örnek değerler herhangi bir tesis hesabında kıyaslama açısından faydalı olacaktır.

**Table 5.2** Değişik Alternatif Helezonlu Pompalar için pratikte kullanılan değerler

Değişkenler	A	B	C	D
Kapasite (t/h)	10	36	60	125
Sevk Uzunluğu (m)	200	200	200	200
Çalışma Basıncı (bar)	3~3,5	3~3,5	3~3,5	3~3,5
Hava debisi (m <sup>3</sup> /dk)	9	18	30	54
Vida çapı (mm)	100	140	200	250
Başlangıç hatvesi (mm)	100	80	160	200
Çıkış hatvesi (mm)	90	100	110	180
Devir sayısı (d/dk)	980	980	980	980
Motor gücü (kw)	15	30	55	100

### 5.5.2 Tahrik Üniteleri

İletim tesislerinde gerekli olan hava debisi ve iletim basıncı tahrik sistemleriyle elde edilir. Bu sistem vantilatör, kompresör veya pompa ile redüktör ve motordan meydana gelmektedir.

Çok kullanılan yapım şekilleri şöyle özetlenebilir.

- a) Vantilatör
- b) Döner pistonlu pompa (Blower)
- c) Pistonlu, paletli veya vidalı kompresörler

Katı maddelerin ivmesini efektif olarak artırabilmek için vantilatör veya pompanın dönen parçalarının direkt olarak iletim malı ile teması istenen konstrüksiyonlar yapılmaktadır. Fakat aşınma problemi nedeniyle böyle sistemlerin kullanımından genelde kaçınılmaktadır.

Döner pistonlu kompresörlerde katı maddenin çok az bir miktarı rotorun yakınına gelebilmektedir. Bu tip bir kompresörün verimi diğerlerine göre %10 ~ %15 daha azdır. Katı madde ileten vantilatör ve pompalar diğerlerine göre kuvvetli ve çok az sayıda aşınmaya dayanıklı kanatlara sahiptirler. Ağır parçaları ayırmak için pompalardan önce genişletilmiş borular kullanılmalıdır.

Tahrik sisteminde stabil bir işletme noktası elde edebilmek için tahrik sisteminin karakteristik eğrisi, pnömatik taşıma tesisinin karakteristik eğrisiyle mümkün olduğunca bir dik açı ile kesişmelidir. Bu şekilde iletim hızı basınç dalgalanmalarında çok az değişmektedir. Tesisde meydana gelen tıkanmalar, basınç artışı ile ortadan kaldırılır. Pnömatik iletimde pistonlu pompa veya pistonlu kompresör karakteristiğinin mümkün olduğunca dik olması istenmektedir.

Kompresör ve vantilatörlerle ilgili detaylı bilgiler seminer notlarında anlatılmıştır.

### 5.5.3 Boşaltma ve Ayırma üniteleri

Basınç veya vakum altındaki bir pnömatik boru donanımı sonunda malzemeyi havadan ayırmak için, içinde bulunan toz yüküne bağlı olarak çeşitli teçhizatlar kullanılmaktadır.

Tozsuz taneli malzemeler siklon tipi toplayıcılar ile santrfüj kuvvet yolu ile ayrılabilir veya büyük hacimli silolara sevk edilerek hızları düşürülür. Böylece çökelmeleri sağlanmış olur. Bu yöntemle tozlu malzemelerinde havadan ayrılması sağlanabilir.

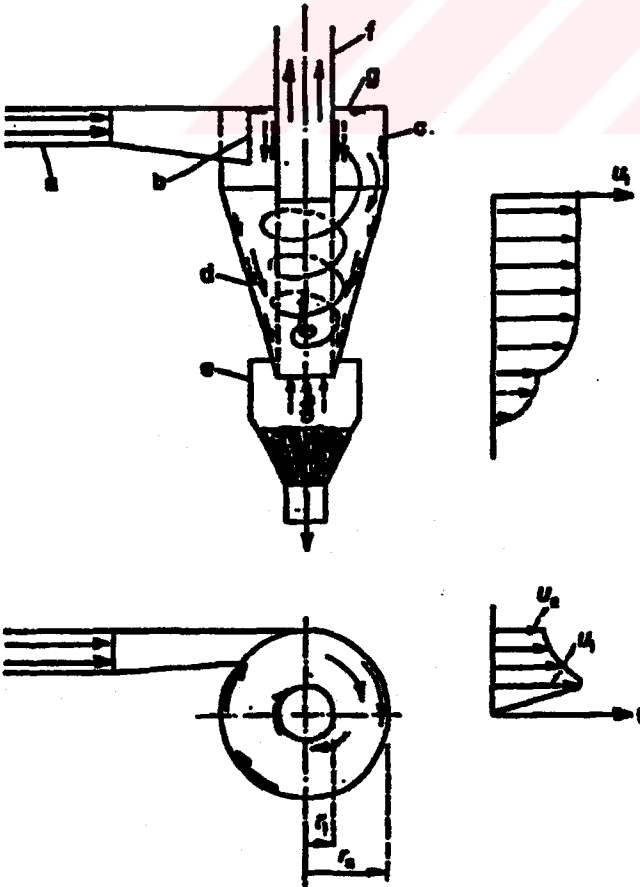
Vakum tesislerinde alçak basıncın yarattığı etkilere dayanabilecek dizaynda daimi temizleme sistemli bir filtre silo üzerinde mevcut olmalıdır.

Genleşme haznesi olarak, siklon ve/veya filtre kullanılmasına bağlı olmaksızın bu ünitelerin altında hava sızdırmaz rotary hava kilitli besleyici bulunmalıdır. Şekil 5.9'da ayırıcı olarak kullanılan bir siklon ve içersindeki hava ile malın hız dağılımını gösteren grafikler görünmektedir.

Toz yükü düşük ve çoklu boşaltma noktasına nakliye yapıyor ise herbir siklon veya toplayıcı çıkışı ana toz hattına bağlanıp uygun bir noktaya konmuş filtre vasıtasıyla hava, tozdan arındırılabilir. Aynı zamanda tozun hatta yeniden verilmesiyle de ilave nakil teçizatından tasarruf sağlanır.

İletim malın ayırıcı sistemler yapımları ve etkileri yönünden proses tekniğinde katı maddelerin gaz ve sıvılardan ayrılmasını sağlayan aparatlara benzemektedir. İletim malını ayırıcı sistemler ana görevleri olan iletim malının ayrılması yanında aşağıdaki yan görevleri de yapmaktadır.

- Katı maddeyi kısa veya uzun süre depolamak
- Malları kaba ve ince tanelere ayırmak
- Malları temizlemek (örneğin tahılın tozdan ayrılması)
- Hava akımının pisliklerinden temizlenerek tekrar kullanılmasını veya çevreye zararlı etkilerinin giderilmesini sağlamak.



**Şekil 5.9.**

Taşınan mal ve havanın siklonda hareketi

- a) Taşıma tesisatı
- b) Hava girişi
- c) Silindirik siklon bölümü
- d) Konik siklon bölümü
- e) Mal toplama haznesi
- f) Çıkış borusu
- g) Siklon kapağı

- ri - Çıkış borusu yarıçapı
- ra - Siklon yarıçapı
- ui - Çıkış borusu radyusunda çevresel hız
- ua - Siklon radyusunda çevresel hız

### 5.5.3.1 Siklonda malın ayrılması

Şekil 5.9'da gösterilen siklonda iletim borusu silindirik depoya teğetsel olarak bağlanarak hava akımı saptırılır. İletilen mal tanecikleri havadan aşağı yukarı 1000 kez daha ağır olduklarından, helisel bir hareket yapan hava akımı içinde kalmayıp doğrusal bir hareket yaparak siklon duvarına çarpmakta ve duvar boyunca kayarak yuvarlanmaktadır. Tanecikler üzerindeki merkezkaç kuvveti siklon cidarına tesir ederek frenleyici sürtünme kuvvetini meydana getirmektedir.

Bu kuvvetlerin ve yerçekimi kuvvetinin etkisi altında tanecikler silindirik ve konik depo duvarlarında helisel olarak ve artan bir hatve ile aşağıya doğru mal çıkışı yerine hareket ederler. Merkezkaç kuvveti ile ayırıcılarda, ayrılan 1 m<sup>3</sup> hava içinde 1 gr'dan fazla toz bulunması durumunda filtreye gerek vardır. (Belirtilen toz madde miktarı insan sağlığı için tehlikesiz tozlar için geçerlidir.)

Şekil 5.9'da görülen siklon ayırıcıda (a) ile gösterilen taşıyıcı tesisat borusu, girişte (b) dört köşe kesitli bir ağız vasıtasıyla siklona üst kısımda (c) teğetsel birleşmektedir. Bu bölüme ulaşan mal, esas itibarıyla bir dönüş hareketi formunda konik siklon bölümü (d) vasıtasıyla aşağı doğru hareket eder ve (f) çıkış borusu ile siklondan ayrılır.

Siklonda hava akımının çevresel hızı yaklaşık potansiyel dönüş hareketi sonucunda  $r_a$  ve  $r_i$  yarıçapları arasında aşağıdaki gibi belirlenir:

$$u \cdot r = \text{sabit} \quad (\text{F.5.4})$$

$r=0$  olduğunda çevresel hız ( $u$ ) sonsuz büyümediği için, siklon aksında diğer bir akım oluşur. Burada çıkış borusu çapı  $r=r_i$  oluncaya kadar, katı bir cismin dönmesiyle oluşan hıza benzer bir çevresel hız oluşur:

$$u = r \cdot \text{sabit} \quad (\text{F.5.5})$$

Siklonda ayırmanın teorisinde; dışarıdan silindir yüzeyine gelen tanenin dışarı çıkış borusu altında toplanması ve daha fazla ayrılmayan tanelerinde çıkış borusundan dışarı atılması esası vardır. Daha büyük hıza sahip taneler siklon çeperine ilerler ve helisel hareket yaparak konik depo bölümüne hareket eder.

Siklonun çeperinde havanın çevresel hızı sıfıra doğru gider. Bu bölümde sınır tabaka olarak adlandırılan küçük alan, dışarıdan içeriye doğru hiçbir basınç düşümü olmadan, eksik santrifüj kuvvetin sonucunda ( $r_i$ ) ve ( $r_a$ ) radyüsleri arasındaki bölgede oluşur.

Bu santrifüj kuvvetle, bitişik durumda dönen akım sınır tabaka üzerine nakledilir. Bu esnada sınır tabaka dışarıdan içeriye doğru kayar ve ikincil bir hava akımı oluşur.

Siklonun konik bölümünde ikincil hava akımı malın ayrılmasına yardımcı olduğu için arzu

edilen bir durumdur. Bu ikincil hava akımı siklonun üst bölümünde çıkış borusunun dış duvarında, içeri doğru taşınan tozu beraberinde getirdiği için istenmez. Bu toz daha sonra akış borusu içine gelir ve ayrılmadan dışarı atılır.

### 5.5.3.2 Teorik Sınır Tane Çapı

Siklon akımında bulunan toz bir tanecik, radyal olarak dışarı doğru santrifüj kuvvet ( $F_z$ ) ve içeri doğru sürükleme kuvveti ( $F_s$ ) etkisindedir. Siklondan ayrılmakta olan bir sınır tanecikte yukarı doğru uzayan çıkış borusu yüzeyinde eşit kuvvetler dengesi söz konusudur:

$$F_z = F_s$$

Küresel bir tanecik olduğu kabul edilerek, tane yoğunluğuna göre hava yoğunluğu ihmal edilirse, bu durumda;

$$F_z = \frac{\pi}{6} \cdot d_s^3 \cdot \rho_s \cdot \frac{u_i^2}{r_i} \quad \text{ve, (F.5.6)}$$

$$F_s = c_w \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_i^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 \quad \text{(F.5.7)}$$

Burada ( $v_i$ ) havanın yukarı doğru uzayan çıkış borusu yüzeyindeki radyal hızıdır. ( $v_i$ ) küçük olduğu için ( $c_w$ ) direnç değeri için laminar akım bölgesi geçerlidir.

$$c_w = \frac{24}{Re_s} = \frac{24\eta}{\rho_L \cdot d_s \cdot v_i} \quad \text{(F.5.8)}$$

Teorik sınır tane çapı için  $F_z = F_s$  alınarak, ayrılan sınır tane çapı:

$$d_s^* = \sqrt{18 \cdot \frac{v_i \cdot \mu \cdot r_i}{\rho_s \cdot v_i^2}} \quad \text{(F.5.9)}$$

Malzemenin çoğundu ve kullanılan siklonlarda  $d_s^*$  için aşağıdaki değerler hesaplanır:

$$0,01 \text{ mm} < d_s^* < 0,02 \text{ mm}$$

### 5.5.3.3 Ayırma Derecesi

(F.5.9)'da hesaplanan  $d_s^*$  sınır tane çapı düşük toz yükünde hesaplanmış teorik bir değerdir. Büyük toz yükü olan durumlarda bir pnömatik tesisin sonunda, ( $\mu=10$ ) santrfüj kuvvet etkisiyle genelde taşınan mal siklona girişte ayrılır.

$\eta_e \rightarrow$  Girişteki ayırma derecesi

$\eta_i \rightarrow$  Çıkış borusu yüzeyindeki ayırma derecesi

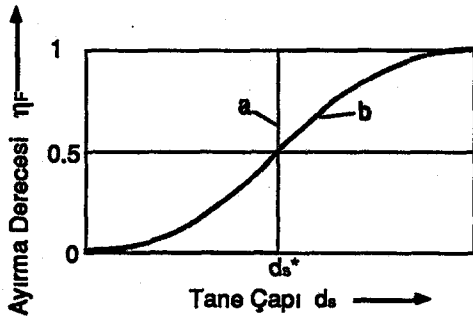
olmak üzere, siklondaki ayırma derecesi;

$$\eta_z = \eta_e + \eta_i \quad (\text{F.5.10}) \text{ olarak hesaplanır.}$$

Her siklonun taşınan malın özelliklerine ve işletme verilerine göre çıkış borusu yüzeyindeki bölüm hariç olmak üzere belirli bir ( $\mu$ ) sınır yükleme katsayısı vardır. Büyük miktarlı yüklemelerde girişteki ayırma daha fazla olur. Girişte ayrılan mal helisel bir formda hareket ederek aşağıya doğru hareket eder.

Yükleme durumunun siklonun ayırma derecesine etkisi oldukça fazladır. Artan ( $\mu$ ) yük katsayısı ile toplam taşıma kapasitesindeki ayırma derecesi artar ve bununla birlikte hava içinde kalan toz miktarı da mutlak değer olarak yükselir.

Siklon içine gelen mal hiçbir zaman eşit tane büyüklüğünde değildir. Genelde çeşitli büyüklükte tanelerin karışımı olarak mal siklona ulaşır. Teorik olarak her bir tanenin iyi bir ayırma derecesi  $\eta_F$ 'ye sahip olduğu kabul edilebilir. Şekil 5.10'da bu durumun sıfırdan belirli bir büyüklükte sabit  $d_s^*$  tane çapıyla mümkün olabileceği (a) eğrisiyle belirtilmiştir. Ancak ayırma derecesinin normalde tane çapının artmasıyla orantılı olarak fazlalaştığı aynı şekilde (b) eğrisiyle ifade edilmektedir.



**Şekil 5.10**

Tane çapına bağlı ayırma derecesi

a) Teorikteki durum

b) Uygulamadaki değerler

### 5.5.3.4 Siklondaki Basınç Kaybı

Pnömatik taşıma tesislerinin sonunda taşınan malın siklonlarıyla ayrılması ile oluşan basınç kaybı, boru tesisatındaki kayıplarla karşılaştırıldığında önemsiz oranda küçüktür. (örneğin 0,1 bar)

Siklondaki basınç kaybı genellikle girişte oluşur. ( $\Delta p_e$ ) Bundan sonraki kayıp oluşan bölge çıkış borusuna havanın girdiği bölümdür. ( $\Delta p_i$ )

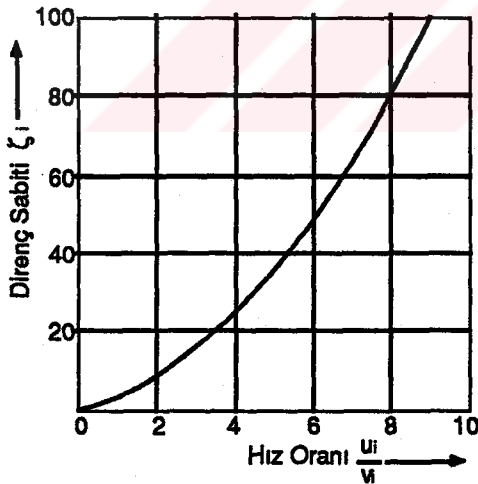
Siklondaki basınç kaybı;

$$\Delta p = \Delta p_e + \Delta p_i$$

$$= \zeta_e \cdot \frac{PL}{2} \cdot v_e^2 + \zeta_i \cdot \frac{PL}{2} \cdot v_i^2 \quad (F.5.10)$$

Burada  $\Delta p_e$ ,  $\Delta p_i$ 'ye göre daha büyüktür. W. BARTH tarafından yapılan araştırmalara göre bunun temeldeki sebebi,

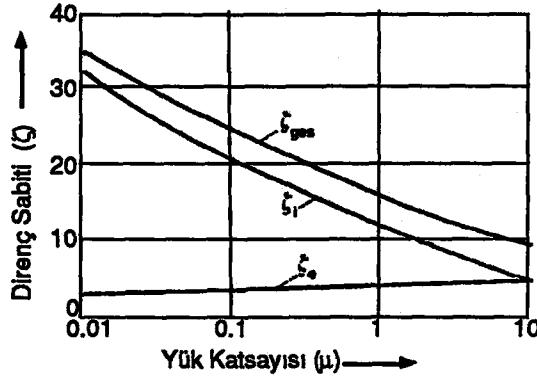
$\zeta_i$  Direnç Sabiti'nin herşeyden önce çıkış borusundaki ( $v_i$ ) radyal hız değeriyle,  $u_i$  çevresel hız değerinin oranına bağlı fonksiyonel bir değer olmasıdır. (Şekil 5.11)



**Şekil 5.11**

Bir siklonun direnç sabiti  $\zeta_i$ , hız oranı  $u_i/v_i$ 'nin fonksiyonudur.

Artan mal yüklemesi ile siklonun basınç kaybı artmaz aksine azalır, çünkü dökme malda havanın sürtünmesiyle ( $u$ ) çevresel hız değeri azalır. Bunun içinde direnç değeri  $\zeta_i$  küçülür. (Şekil 5.12)



Şekil 5.12

### 5.5.3.5 Siklon boyutlarının belirlenmesi

Pnömatik taşıma tesislerinde sevk edilen malzemeler genellikle toz esaslı küçük taneli malzemelerdir. Bu nedenle malzemenin ulaştığı son noktada direkt atmosfere bırakılmaması için siklon filtre vb. ayırıcılardan mutlaka faydalanmak gerekir.

Siklon tipi ayırıcı hesabında etkili faktörler, taşınan malın cinsine bağlı tane büyüklüğü ( $d_s$ ) malzeme ve hava karışımının siklona giriş debisi ( $V'$ ) ve bunlara bağlı olarak seçilen ( $v_1$ ) siklona giriş hız değeridir. Bu değerlerin seçiminden sonra giriş kesiti, siklon çapı, yükseklikler ve diğer boyutlar belirlenebilir. Daha önce Şekil 5.10'da ifade edildiği gibi siklona giren malzemenin ortalama tane çapı ( $d_s$ ) büyüdükçe ayırma derecesi ( $\eta_F$ ) daha büyümektedir. Eğer yeterince iyi bir ayırma elde edilemiyorsa, siklonlar birbirine paralel veya seri bağlanarak ayırma derecesi daha yüksek değerlere ulaştırılırken, aynı zamanda isteniyorsa farklı büyüklükteki taneler karışmadan sınıflandırılabilir.

FRITZ MODE'nin VENTİLATORANLAGEN kitabında; siklonlarda mümkün olabilecek en iyi ayırma derecelerinin,

$V_g=15 \sim 25$  m/s arasındaki hız değerlerinde, elde edilebileceği belirtilmiştir. 25 m/s üzerindeki hız değerlerinde ayrılan malzemedede, sürtünme etkisiyle; aşınma, kırılma vb. deformasyonlar olabilmektedir.

Yine aynı kitapta siklon boyutlandırılması için ( $V'$ ) siklon giriş hava debisine bağlı olarak,

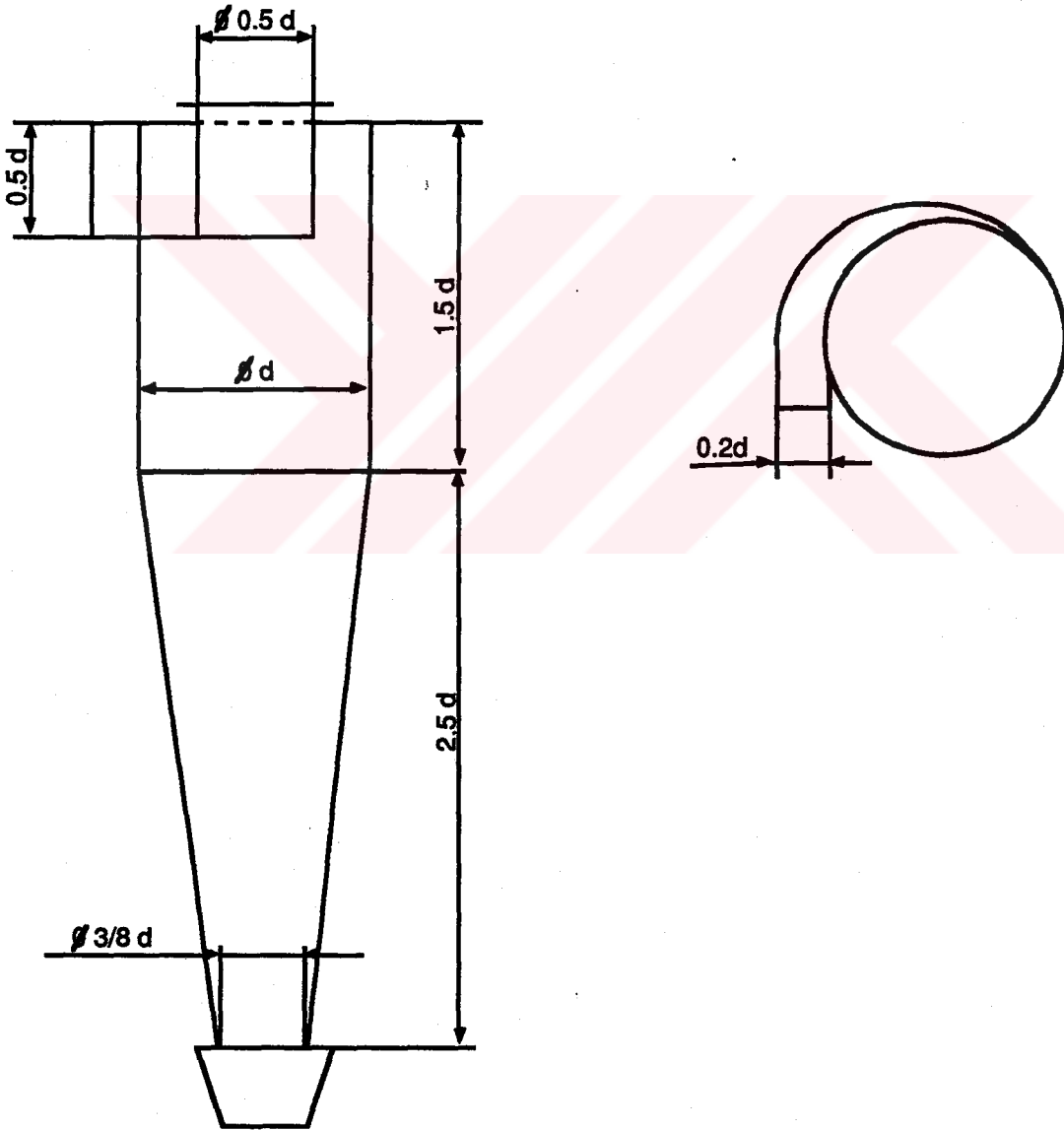
$$D = 13,6 \sqrt{V'} \quad (F.5.11)$$

formülasyonu belirlenmiştir. Burada

$D$  = Siklon çapı (mm)

$V$  = Siklona giren havanın debisi ( $m^3/h$ )

olarak alınmıştır. Buna bağlı olarak Şekil 5.13'deki tüm değerler seçilebilmektedir. Bu tip bir siklonla tane çapına bağlı olmadan %80 ayırma derecesi elde edilebilmektedir. Bu şekilde hesaplanmış siklonlar pratikte kullanılmaktadır. Siklonların seri veya paralel bağlanmasıyla ayırma derecesi %93 değerine ulaşabilmektedir. Belirtilen siklonlar için basınç kaybı  $\Delta p=90 \text{ kg}/m^2$  değerinde elde edilmiştir. Daha küçük çaplı siklonlarda aynı malzeme tane çapında daha yüksek ayırma derecesi elde edilir. Bu tip bir siklonla 10  $\mu$ 'a kadar çaplı tanelerde %80 ayırma derecesi sağlanmıştır.



**Şekil 5.13** Siklonların boyutlandırılması

### 5.5.3.6 Toz Ayırma Filtreler

Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi havanın içinde 1 gr/m<sup>3</sup>'den fazla toz bulunması durumunda filtreye ihtiyaç bulunmaktadır. Filtreler Şekil 5.14'de görüldüğü gibi hortum veya cep şeklinde basınca dayanıklı sac depo içine yerleştirilir. Temizlenmeleri genel olarak aksi yönde yaratılan hava akımı ile titreştirilerek yapılmaktadır. İletim esnasında filtre yüzeyinin bir kısmı (max %25) devre dışı kalır. Geri kalan tesirli filtre yüzeyi, havanın içindeki toz miktarı ve tozun özelliklerine bağlıdır. Filtre yüzeyinin tesbiti tecrübelerle göre pamuklu dokuma filtre hortumları için 1 m<sup>3</sup>/s hava akımı için aşağıdaki değerlerdedir.

Tahıl Unu : 60 ... 120 m<sup>2</sup>

Çimento : 40 m<sup>2</sup>

Kömür tozu : 60 ... 75 m<sup>2</sup>

Tahıl : 25 ... 30 m<sup>2</sup>

En önemli filtre dokuma çeşitleri ve müsaade edilen max gaz sıcaklıkları şöyledir. Pamuk (85°C), Dederon (85°C), Wolpryla (130°C), Grisuten (150°C), Cam Yünü (250°C).

Filtrelerde ve siklonlarda meydana gelen basınç kaybı genelde yığılma basıncının katları olarak verilmektedir.

$$\Delta p = \varepsilon \cdot \frac{v_{\phi}}{2} \cdot \frac{\rho_L}{9,81} \text{ (kg/m}^2\text{)} \quad (\text{F.5.12})$$

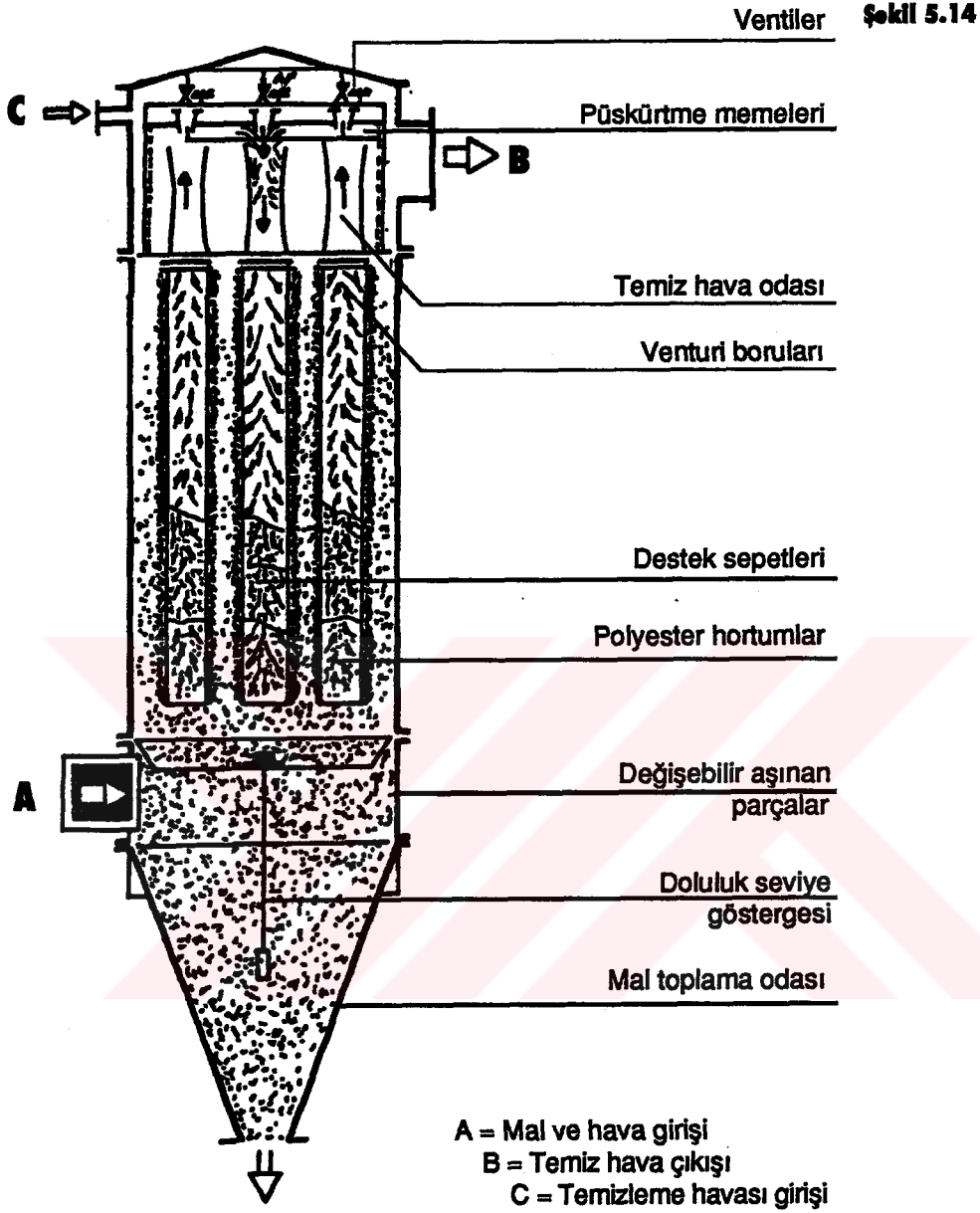
$v_{\phi}$  → Havanın çıkış hızı

$\rho_L$  → Hava yoğunluğu

$\varepsilon$  → Direnç katsayısı

Siklon →  $\varepsilon = 18 \dots 25$

Filtre →  $\varepsilon = 10 \dots 20$



Şekil 5.14'de verilen Böhler-Miag firması tarafından geliştirilen tam ayırıcı filtre, iletim malını hava akımından ayırırken, dışarı atılan havayı da temiz tutmaktadır.

Filtre silindirik olarak imal edilmektedir. Ayırıcı kafada bulunan elektro manyetik ventillerle, püskürtme memelerinden püskürtülen basınçlı hava ayarlanmakta ve venturi boruları ile karşı akımda takriben ses hızına ivmelendirilmektedir.

Orta bölümde filtre hortumlarını rijit hale getiren destek sepetleri bulunmaktadır. Polyester filtre hortumları toz yüküne bağlı olarak 1-30 sn aralıklarında iç kısımdan alçak basınçlı temiz hava ile de temizlenmektedir. Tam transistörlü, potansiyometreli elektronik bir ayar

cihazının, ayırıcı kafadaki elektro manyetik ventilleri açmasıyla temizleme zaman aralıkları ayarlanmaktadır. Ayar cihazı 8 veya 24 çıkışla donatılmış olup her çıkışta 4 ventile bağlanabilmektedir. En alt bölümde konik mal toplama bölümü bulunmaktadır.

Yukarıdaki kısımda anlatılan tam ayırıcı; yüksek yükleme kabiliyeti, atılan havanın iyi bir şekilde temizlenmesi, az hacimli bir yapıya sahip, hareketli parçaların azlığı ve tam transistörli elektronik ayar, servissiz ve tam hassasiyet özelliklerine sahiptir ve birden fazla ayırıcı aynı temizleyici hava grubuna bağlanabilir.

Tam ayırıcı filtre hortumlarının karşı akımla temizlenmesinde yağ ve su buharından arıtılmış alçak basınç temizleme havası (4000 mm SS) kullanılmaktadır. Temizleyici hava grubu, bir basınç deposu döner pistonlu kompresör, elektrik motoru, susturuculu emme kollektörü basınç emniyet ventili, manometre ve basınç kabından kompresöre hava akımını önleyen bir geri tepme klapesinden meydana gelir.

#### **5.5.4 Boru Nakil Hatları**

Pnömatik taşıyıcı tesis boruları, nakledilen katı madde özellikleri ve sistem basıncına uygun olarak çeşitli malzemelerden ve çeşitli et kalınlıklarında imal edilirler. Daha önceki bölümde belirtildiği şekilde bu araştırmada nakil borularının Tablo 4.6'da belirtilen standart dikişsiz çelik borulardan (DIN 2448) seçilmesi tavsiye edilmiştir. Boru nakil hattı boyunca malzeme birikimine engel olmayacak şekilde boru iç yüzeyleri ve birleşim noktaları düz ve çıkıntısız olmalıdır. Flanşlı birleşim noktaları tam sızdırmaz olmalı, mutlak ince bir conta konmalıdır.

İç yüzeyi parlak ve pürüzsüz bir boruda nakliyenin daha iyi olacağı düşünülebilir. Ancak gerçekte çok düz yüzeyli borular pnömatik nakliye için uygun değildir. Çünkü malzemenin yüzeye teması artacak dolayısıyla sürtünme ve basınç kayıpları artacaktır. Hafif pürüzlü yüzeyli borularda ise temas azalacağından kayıplar daha azalır.

Boru hatlarındaki dirsekler çok düzgün olarak bükülmeli, geçişlerin imkanı verebileceği yüksek radyuslar seçilmelidir. Bu basınç kayıplarının azaltılması ve dirsek yüzeyindeki darbe etkisini azaltmak açısından önemlidir. Çok aşındırıcı malzemeler için değişebilir parçalı dirsekler veya lastik dirsekler kullanılmalıdır. Birçok kullanıcı dirsek üstlerine aşınma kutuları koyarak ve bu kutuların içine seramik doldurarak probleme çare bulmuştur.

### 5.5.5 Pnömatik Nakliye Kontrol Sistemleri

Pnömatik nakliye ve kumanda devreleri oldukça kompleks olan yapılardadır. El kumandalı, yarı otomatik veya tam otomatik kumanda şekillerinden hangisi olursa olsun önce elementer bir diyagram çizilerek kontrol sistemi oluşturulmalıdır. Bu diyagramda tüm teçhizatlar operatör tarafından görülebilmelidir. (Seviye alarmları, limit switchler alarmlar, indikatörler ve pnömatik nakliyenin tüm teçhizatları vb.) Diyagram üzerinde operatörün düşünmeden yol vermeleri yapabileceği, tüm kilit devreleri tayin edilmelidir.

Pnömatik nakil sisteminin çalıştırma sırası başlangıcı, hava üretim teçhizatına ilk yol verme ile başlar, nakil sonu yine hava üretim teçhizatının en son durdurulmasıyla sona erer. Böylece nakil malzemesinin nakil hattında birikmesi ve çökmesi önlenir. Tıkanma anında sistemin demonte edilmesi gibi uzun ve masraflı durumlar ancak yukardaki ana kilit devresiyle sağlanmalıdır.

Genel çalıştırma sırası şöyle sıralanabilir:

1- Boşaltma, yükleme veya kısmi ölçülü sevkiyat vb. gibi fonksiyonlardan biri kumanda panosundan seçilir.

2- Yön değiştirme valfleri, seçilen fonksiyona ve istikamete göre yönlendirilir veya el ile hortum bağlantıları yapılır.

3- Hava üretim ünitesine yol verilir. Havanın nakil borusunda akması veya toz pompasına sevki ve toz filtresi vakum grubunun çalışması temin edilir.

4- Pnömatik nakil sistemine, malzeme besleyen teçhizatlar önce pnömatik tesise en yakın ünite olmak kaydıyla geriye doğru çalıştırılır ve pnömatik nakliye başlatılır.

5- Malzemenin nakledildiği silo veya bunkerden gelen üst seviye alarmı ile sistem durma saykılına geçer, durmada, öncelikle ana besleme teçhizatı stop ettirilir. Kademeli olarak pnömatik tesise kadar teçhizatlar sırayla boşalarak ve yeterli zaman çalıştırılarak temizlenmeleri temin edilir.

6- Önceden set edilmiş bir zaman süreci gecikmesiyle hava akımı malzemesiz devam ettirilerek nakil hattının temizlenmesi temin edilir ve hava üretim ünitesi stop ettirilir. Toz filtresi vakum fanı ve yine gecikme ile silkeleme sistemi durdurulur.

7- Malzeme, nakliye sisteminden silo klapeleri veya besleyici klapeleri kapatılarak izole edilir.

## 6. UYGULAMALAR

### ÖRNEK 1 (Basınç Tesisi)

#### 1. Verilenler (Ref. Tablo 4.3)

Taşınan mal: Öğütülmüş Çimento

Tane çapı :  $d_s = 0,01$  mm

Tane yoğunluğu :  $\rho_s = 2700$  kg/m<sup>3</sup>

Yiğme yoğunluğu :  $\rho_{ss} = 960$  kg/m<sup>3</sup>

Taşıma kapasitesi :  $Q_s = 20$  t/h = 5,55 kg/s

Taşınan mesafe :  $\Delta l_{\text{Toplam}} = 100$  m

Yükselme mesafesi :  $\Delta h = 20$  m

Dirsek sayısı :  $i = 3$  Ad.

**Taşıma yolu dağılımı :** -Giriş  
 50 m yatay  
 Dirsek - Yatay / dikey  
 20 m dikey  
 Dirsek - dikey / yatay  
 20 m yatay  
 Dirsek yatay  
 10 m yatay  
 - Ayırıcıya giriş

#### 2. Seçilen Değerler

Hava hızı :  $v_0 = 24$  m/s (Tablo 4.2)

Basınç kayıp katsayısı :  $\lambda_L = 0,03$  (Bl. 4.2.2.1)

Boru çapına göre basınç kayıp katsayısı :  $\frac{\lambda_S \cdot \Delta l}{d} = 0,15$  (Tablo 4.2)

Hız oranı :  $c/v = 0,7$  (F. 4.13)

### 3. Boru çapının belirlenmesi :

$\Delta p = 2$  bar'lık bir basınç kaybına uygun kompresör kullanılması düşünülmüştür. Buna göre sistem içerisinde oluşacak ek basınç kaybı olarak adlandırılan  $\Delta p_s = 1,5$  bar kabul edilmiştir. Bilindiği gibi ek basınç kaybı sistem içindeki sürtünme, dirsek ve malın özelliğine bağlı kayıplardan oluşmaktadır ve hesapla bulunan toplam basınç kaybının yaklaşık %70, %75 'lik bölümünü oluşturur.

(Bölüm 4.2.3)

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ p}_a$$

$$1 \text{ p}_a = 1 \text{ N/m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot K_s \cdot Q_s \cdot V}{\pi \cdot \Delta p_s}} \quad (\text{F.4.26})$$

$$K_s = \frac{\lambda_s \cdot \Delta l_1}{d} \cdot \frac{\Delta l}{\Delta l_1} + \frac{2 \cdot \Delta h \cdot 9}{\frac{c}{v} \cdot v^2} + 2 \cdot \frac{c}{v} \left(1 + \frac{l}{2}\right) \quad (\text{F.4.23})$$

$$= 0,15 \cdot 100 + \frac{2 \cdot 20 \cdot 9,81}{0,7 \cdot (24)^2} + 2 \cdot 0,7 \left(1 + \frac{3}{2}\right)$$

$$= 15 + 0,973 + 3,5$$

$$K_s = 19,473$$

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot 19,47 \cdot 5,55 \cdot 24}{\pi \cdot 150000}} \Rightarrow d = 0,1049 \text{ m}$$

$$d = 104,9 \text{ mm}$$

DIN 2448'e göre Tablo 4,6 dan seçilen boru iç çapı

$$d_1 = 107,1 \text{ mm} (d = 114,3, 3,6)$$

### 4- Basınç Kaybının Hesaplanması :

Yük katsayısının belirlenmesi

$$\mu = \frac{Q_s}{Q_L} = \frac{4 \cdot Q_s}{\pi \cdot \rho_{L0} \cdot d_0^2 \cdot v_0} = \frac{4 \cdot 5,55}{\pi \cdot 1,2 \cdot (0,107)^2 \cdot 24} = 21,4$$

K, Faktörlerinin Belirlenmesi

$$K_L = \lambda_L \cdot \frac{\Delta l}{d} = 0,03 \cdot \frac{100}{0,107} = 28 \quad (\text{F.4.22})$$

$$K = K_L + \mu \cdot K_s = 28 + 21,4 \cdot 19,4$$

$$K = 444,5$$

$$\Delta p = p_0 \left[ \left( 1 + K \cdot \frac{\rho_{L0} \cdot v_0^2}{p_0} \right)^{0,5} - 1 \right] \quad (\text{F. 4. 34})$$

$$= 10^5 \left[ \left( 1 + 444,5 \cdot \frac{1,2 \cdot (24)^2}{10^5} \right)^{0,5} - 1 \right]$$

$$= 101800 \text{ pa} = 1,018 \text{ bar}$$

Bu değerlerin hesaplanmasından sonra Tablo 4.3'de belirtilen şekilde iterasyon yapılmalıdır. Yani F.4. 35'e göre  $v_{01}, v_{02}, v_{03}, \dots, v_{0n}$  hızları bulunarak  $v_{0n} - v_{0n-1} > 0,2 \text{ m/s}$  veya  $v_{0n} - v_{0n-1} < 0,2 \text{ m/s}$  olması durumuna göre borunun sonunda basınç düşümüyle oluşacak hız değerine karar verilecek ve hesaplamalarda bu değerler esas alınacaktır.

$v_{02}$  hızının hesaplanması için F.4. 35'e göre ;

$$v_{01} = v_0 \cdot \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_0}} \quad v_{01} = 24 \text{ m/s}$$

$$v_{02} = 24 \cdot \sqrt{1 + \frac{1,018}{1}} \Rightarrow v_{02} = 34,1 \text{ m/s}$$

$34,1 - 24 > 0,2 \text{ m/s}$  olduğu için hesaplamaya devam edilir.

$$\mu_{02} = \frac{4 \cdot Q_s}{\pi \cdot \rho_{L0} \cdot d_0^2 \cdot v_0^2} \Rightarrow \frac{4 \cdot 5,55}{\pi \cdot 1,2 \cdot (0,1071)^2 (34,1)} \quad (\text{F.4.39})$$

$$\mu_{02} = 15,06$$

$$K_{02} = K_L + \mu_{02} \cdot K_s$$

$$K_{02} = 28 + 15,06 \cdot 19,47 \Rightarrow K_{02} = 321,2$$

$$\Delta p_{02} = p_0 \left[ \left( 1 + K_{02} \cdot \frac{\rho_{L0} \cdot v_{02}^2}{p_0} \right)^{0,5} - 1 \right]$$

$$= 10^5 \left[ \left( 1 + 321,2 \cdot \frac{1,2 \cdot (34,1)^2}{10^5} \right)^{0,5} - 1 \right]$$

$$\Delta p_{02} = 134100 \text{ Pa}$$

$v_{03}$  hızı için yine F.4.35'den

$$v_{03} = v_{01} \cdot \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_0}} = 24 \cdot \sqrt{1 + \frac{1,34}{1}} \Rightarrow v_{03} = 36,7 \text{ m/s}$$

36,7 - 34,1 > 0,2 m/s olduğu için hesaplamaya devam edilir.

Bundan sonraki iterasyonlara yukardaki yöntemle devam edilerek;

$$\mu_{03} = 13,99 \quad , \quad K_{03} = 300,4 \quad , \quad \Delta p_{03} = 1,42 \text{ bar}$$

$$v_{04} = 37,3 \text{ m/s} \quad , \quad \mu_{04} = 13,76 \quad , \quad K_{04} = 295,9$$

$\Delta p_{04} = 1,437 \text{ bar}$  olarak bulunur.

37,3 - 36,7 > 0,2 olarak hesaplanır. Ancak bu iterasyondan sonraki değerler anlamsız sonuçlar vermektedir.

Bu durumda son iterasyonda bulunan sonuçlara göre diğer bileşenlerin seçimi yapılabilir. Boru çapında kademelendirme yapılmadan yapılan hesaplardan çıkan sonuçlar;

$$\text{Boru Çapı : } d = 107,1 \text{ mm}$$

$$\text{Basınç Kaybı : } \Delta p = 1,437 \text{ bar}$$

$$\text{Hava Hızı : } 37,3 \text{ m/s}$$

Gerekli Hava Miktarı : (F.4.43)

$$v_{L0} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,107)^2 \cdot 37,3$$

$$v_{L0} = 0,336 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow 20,16 \text{ m}^3/\text{dk.}$$

Hesaplanan ( $v_{L0}$ ) değeri kompresör seçimi için kompresör üretilerinin kataloglarında yer alan değerdir. Bu değerleri sağlayan kompresör veya vantilatörün seçimi; proje mühendisi tarafından kataloglardan yapılacaktır.

**ÖRNEK - 2**

Bu uygulamada Örnek 1'de çıkan sonuçlara göre boru çaplarında kademelendirme durumu araştırılacaktır. Bilindiği gibi Örnek 1'de  $\Delta p = 1,437$  bar'lık bir basınç düşümü tesis sonunda, başlangıçta 24 m/s olan hız değerini 37,3 m/s 'ye çıkarmıştır. Daha önceki bölümlerde anlatıldığı gibi böyle bir durumda boru çapının büyütülmesi veya başlangıçta kabul edilen kompresör basınç düşümü değerini değiştirmek veya boru çaplarında kademelendirme yapmak gerekmektedir.

Boru çaplarının kademelendirilmesi

**1- Tablo 4.6'dan boru çapları;**

$$\begin{aligned} d_1 &= 107 \text{ mm} & d_3 &= 119 \text{ mm} \\ d_2 &= 413 \text{ mm} & d_4 &= 125 \text{ mm seçilir.} \end{aligned}$$

**2- Her kademedeki basınçların belirlenmesi :**

Kademelendirmedeki indis ve semboller için Şekil 4.10'dan faydalanılabilir.

$$p_{11} = \Delta p + p_0 \quad (\text{Bölüm 4.3.3.2})$$

$$p_{11} = 1,437 + 1 = 2,437 \text{ bar (Başlangıçtaki basınca atmosfer basıncı ilave edilmiştir.)}$$

$$\frac{p_{21}}{p_{11}} = \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^4, \quad p_{21} = p_{11} \cdot \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^4 \quad (\text{F.4.8})$$

$$p_{21} = 2,437 \cdot \left( \frac{107}{113} \right)^4 = 1,959 \text{ bar}$$

$$\Delta p = p_{11} - p_{21} \Rightarrow 2,437 - 1,959 = 0,478 \text{ bar}$$

$$\frac{p_{31}}{p_{11}} = \left( \frac{d_1}{d_3} \right)^4, \quad p_{31} = p_{11} \cdot \left( \frac{d_1}{d_3} \right)^4$$

$$p_{31} = 2,437 \cdot \left( \frac{107}{119} \right)^4 = 1,592 \text{ bar}$$

$$\Delta p_2 = p_{11} - p_{31} \Rightarrow 2,437 - 1,592 = 0,844 \text{ bar}$$

$$\frac{p_{41}}{p_{11}} = \left( \frac{d_1}{d_4} \right)^4, \quad p_{41} = p_{11} \cdot \left( \frac{d_1}{d_4} \right)^4$$

$$p_{41} = 2,437 \cdot \left( \frac{107}{125} \right)^4 = 1.308 \text{ bar}$$

$$\Delta p_3 = p_{11} - p_{41} \Rightarrow 2,437 - 1,308 = 1,129 \text{ bar}$$

### 3- Kademelerden basınç farklarının belirlenmesi:

$$p_{11} - p_{12} = 0,478 \text{ bar}$$

$$p_{21} - p_{22} = 0,478 - 0,844 = 0,366 \text{ bar}$$

$$p_{31} - p_{32} = 0,844 - 1,129 = 0,285 \text{ bar}$$

$$p_{41} - p_{42} = 0,308 \text{ bar}$$

### 4- Kademelere göre boru uzunluklarının belirlenmesi:

$$\Delta l_n = \Delta l \cdot \frac{p_{n1} - p_{n2}}{p_{11} - p_0} \quad (\text{F.4.38})$$

$$\Delta l_1 = 100 \cdot \frac{0,478}{2,437 - 1} = 33,26 \text{ m} \rightarrow 33 \text{ m}$$

$$\Delta l_2 = 100 \cdot \frac{0,366}{2,437 - 1} = 25,46 \text{ m} \rightarrow 26 \text{ m}$$

$$\Delta l_3 = 100 \cdot \frac{0,285}{2,437 - 1} = 19,83 \text{ m} \rightarrow 20 \text{ m}$$

$$\Delta l_4 = 100 \cdot \frac{0,308}{2,437 - 1} = 21,43 \text{ m} \rightarrow 21 \text{ m}$$

Bu boru uzunluklarının tesisteki dağılımı hesaplama sonundaki Tablo 6.1'de görülmektedir.

### 5- Her kademedeki hız, basınç ve yoğunluk değerlerinin bulunması:

$$v_{11} = v_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0}{p_{11}}} \quad (\text{F.4.37})$$

$$v_{11} = 24 \text{ m/s} \quad (\text{Tablo 4.3})$$

$$p_0 = 1 \text{ bar}$$

$$24 = v_{01} \cdot \sqrt{\frac{1}{2,437}} \quad v_{01} = 37,4 \text{ m/s}$$

$$p_{11} = 2,437 \text{ bar}$$

**- 4. Kademedeki değerlerin hesaplanması:**

$$\left(\frac{v_{01}}{v_{41}}\right)^2 = \left(\frac{d_4}{d_1}\right)^4, \left(\frac{37,4}{v_{41}}\right)^2 = \left(\frac{125}{107}\right)^4 \quad v_{41} = 27,5 \text{ m/s}$$

$$p_0 = p_{41} = 1 \text{ bar (Atmosfer şartları)}$$

$$\rho_{L0} = \rho_{L41} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

**- 3. Kademedeki değerlerin hesaplanması:**

$$\left(\frac{v_{41}}{v_{31}}\right)^2 = \left(\frac{d_4}{d_3}\right)^4, \left(\frac{27,5}{v_{31}}\right)^2 = \left(\frac{125}{119}\right)^4 \quad v_{31} = 24,9 \text{ m/s}$$

$$\left(\frac{v_{31}}{v_{41}}\right)^2 = \left(\frac{p_{41}}{p_{32}}\right), \left(\frac{24,9}{27,5}\right)^2 = \left(\frac{1}{p_{32}}\right) \quad p_{31} = 1,219 \text{ bar}$$

$$\rho_{L41} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{L41} \cdot v_{41}^2 = \rho_{L31} \cdot v_{31}^2 \quad (\text{F.4.7})$$

$$1,2 \cdot (27,5)^2 = \rho_{L31} \cdot (24,9)^2 \quad \rho_{L31} = 1,463 \text{ kg/m}^3$$

**- 2. Kademedeki değerlerin hesaplanması:**

$$\left(\frac{v_{31}}{v_{21}}\right)^2 = \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^4, \left(\frac{24,9}{v_{21}}\right)^2 = \left(\frac{119}{113}\right)^4 \quad v_{21} = 22,5 \text{ m/s}$$

$$\left(\frac{v_{21}}{v_{31}}\right)^2 = \left(\frac{p_{31}}{p_{21}}\right), \left(\frac{22,5}{24,9}\right)^2 = \left(\frac{1,219}{p_{21}}\right) \quad p_{21} = 1,499 \text{ bar}$$

$$\rho_{L31} \cdot v_{31}^2 = \rho_{L21} \cdot v_{21}^2$$

$$1,463 \cdot (27,5)^2 = \rho_{L21} \cdot (22,5)^2 \quad \rho_{L21} = 1,798 \text{ kg/m}^3$$

**- 1. Kademedeki değerlerin hesaplanması:**

$$\left(\frac{v_{21}}{v_{11}}\right)^2 = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4, \left(\frac{22,5}{v_{11}}\right)^2 = \left(\frac{113}{107}\right)^4 \quad v_{11} = 20,12 \text{ m/s}$$

$$\left(\frac{v_{11}}{v_{21}}\right)^2 = \left(\frac{p_{21}}{p_{11}}\right), \left(\frac{22,5}{20,12}\right) = \left(\frac{1,219}{p_{21}}\right) \quad p_{11} = 1,866 \text{ bar}$$

$$\rho_{L21} \cdot v_{21}^2 = \rho_{L11} \cdot v_{11}^2$$

$$1,798 \cdot (22,5)^2 = \rho_{L11} \cdot (20,12)^2 \quad \rho_{L21} = 2,23 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p_4 = p_{31} - p_{41} = 1,219 - 1 = 0,219 \text{ bar (4. Kademe)}$$

$$\Delta p_3 = p_{21} - p_{31} = 1,499 - 1,219 = 0,280 \text{ bar (3. Kademe)}$$

$$\Delta p_2 = p_{11} - p_{21} = 1,866 - 1,499 = 0,367 \text{ bar (2. Kademe)}$$

$\Delta p_1$  analitik yoldan hesaplanacaktır. Buna göre;

$$\mu = \frac{4 \cdot 5,55}{\pi \cdot (2,23) \cdot (0,1071)^2 \cdot (20,12)} = 13,73$$

$$K_L = 0,03 \cdot \frac{100}{0,1071} = 28, \quad K_s = 0,15 \cdot 33 = 4,95$$

$$K = 28 + 13,73 \cdot 4,95, \quad K = 96$$

$$\Delta p_1 = 10^5 \left[ \left( 1 + 96 \cdot \frac{2,23 \cdot (20,12)^2}{10^5} \right)^{0,5} - 1 \right]$$

$$\Delta p_1 = 0,366 \text{ bar (1. Kademe)}$$

$$\Delta p_T = 0,219 + 0,280 + 0,367 + 0,366 = 1,232 \text{ bar}$$

Görüldüğü gibi boru çapında kademe yapılmadığı durumda  $\Delta p=1,437$  bar'lık toplam basınç kaybı ve  $v_0=37,3$  m/s havanın atmosfere çıkış hızı yerine;  $\Delta p=1,232$  bar toplam basınç kaybı ve  $v_0=27,5$  m/s'lik atmosfere çıkış hızı 4. kademeli bir basınç tesisinde hesaplanmıştır.

**Tablo 6.1 2.** Örnekte belirtilen kademeli tesisin hesap değerleri

Hava Basıncı $p_{n1}; p_{n2}$	bar	$p_{11}$	$p_{12}$	$=p_{21}$	$p_{22}$	$=p_{31}$	$p_{32}$	$=p_{41}$	$p_{42}$	$=p_0$
Hava Yoğunluğu $\rho_{Ln1}; \rho_{Ln2}$	kg/m <sup>3</sup>	$\rho_{L11}$	$\rho_{L12}$	$=\rho_{L21}$	$\rho_{L22}$	$=\rho_{L31}$	$\rho_{L32}$	$=\rho_{L41}$	$\rho_{L42}$	$=\rho_{L0}$
Hava Hızı $v_{n1}; v_{n2}$	m/s	$v_{11}$	$v_{12}$	$v_{21}$	$v_{22}$	$v_{31}$	$v_{32}$	$v_{41}$	$v_{42}$	$=v_0$
Boru Çapı $d_n$	mm	$d_1$	$d_1$	$d_2$	$d_2$	$d_3$	$d_3$	$d_4$	$d_4$	$=d_0$
Kademelendirme $n=1$ $n=4$		1		2		3		3		
Boru Çapı (Tablo 4.6)	mm	107		113		119		125		
$p_{11}-p_{n2}$ , $p_{11}=2,437$	bar	0,478		0,844		1,129				
$p_{n1}-p_{n2}$	bar	0,478		0,366		0,285		0,308		
$\Delta h$ (F.4.38)	m	33		26		20		21		
Yatay boru uzunlukları	m	33		17		9		21		
Dikey boru uzunlukları	m	-		9		11		-		
Giriş (Besleme)		1				-		-		
Dirsek		-		1		1		1		
Basınç ( $p_{n2}$ )	bar	1,866		1,499		1,219		1,0		
Hava Hızı ( $v_{n2}$ )	m/s	20,12		22,5		24,9		27,5		
Hava Yoğunluğu $\rho_{Ln2}$	kg/m <sup>3</sup>	2,23		1,798		1,463		1,2		
Her kademede basınç kaybı $p_{n1}-p_{n2}$	bar	0,366		0,367		0,280		0,219		
Toplam Basınç Kaybı	bar	$\Delta p_T = 0,362 + 0,367 + 0,280 + 0,219 = 1,232$ bar								

### ÖRNEK 3 (Pnömatik Vakum Tesisi)

#### 1. Verilenler

Taşınan mal: Polietilen granül

Tane çapı :  $d_s = 4$  mm

Tane yoğunluğu :  $\rho_s = 1000$  kg/m<sup>3</sup>

Yiğme yoğunluğu :  $\rho_{ss} = 550$  kg/m<sup>3</sup>

Taşıma kapasitesi :  $Q_s = 6$  t/h = 1,67 kg/s

Taşınan mesafe :  $\Delta l = 50$  m

Yükselme mesafesi :  $\Delta h = 15$  m

Dirsek sayısı :  $i = 4$

#### 2. Seçilen değerler

Hava hızı :  $v_0 = 23$  m/s (Tablo 4.2)

Basınç kayıp değeri :  $\lambda_L = 0,02$  (Bölüm 4.2.2.1)

Boru çapına bağlı basınç kayıp katsayısı :  $\frac{\lambda_L \cdot \Delta l_1}{d} = 0,04$  (Tablo 4.2)

Hız oranı :  $c/v = 0,7$  (F.4.13)

### 3. Boru çapının belirlenmesi

$\Delta p = 0,4$  bar'lık bir döner pistonlu kompresör kullanılması düşünülmüştür.  $\Delta p_s$  değeri yine toplam kaybın %75'i kabul edilerek;

$\Delta p_s = 0,3$  bar       $0,3 \text{ bar} = 30000 \text{ Pa}$

$$K_s = \frac{\lambda_L \cdot \Delta l_1}{d} \cdot \frac{\Delta l}{\Delta l_1} + \frac{2 \cdot \Delta h \cdot g}{c \cdot v^2} + 2 \cdot \frac{c}{v} \cdot \left(1 + \frac{i}{2}\right)$$

$$= 0,04 \cdot 50 + \frac{2 \cdot 15 \cdot 9,81}{0,7 \cdot (23)^2} + 2 \cdot 0,7 \cdot \left(1 + \frac{4}{2}\right)$$

$$K_s = 2 + 0,8 + 4,2 = 7$$

$K_s$  değerinden, ek basınç kayıplarının aşağı yukarı %60'lık bölümünün giriş ve dirseklerde meydana geldiği ortaya çıkmaktadır.

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot 7 \cdot 1,67 \cdot 23}{\pi \cdot 30000}} \quad (\text{F.4.26})$$

$d = 75,5 \text{ mm}$  Seçilen boru çapı (Tablo 4.6)'dan

$d = 82,5 \text{ mm}$

### 4. Basınç kaybının hesabı

Yük Katsayısı:

$$\mu = \frac{4 \cdot 1,67}{\pi \cdot 1,2 \cdot (0,0825)^2 \cdot 23} = 11,3$$

K faktörlerinin belirlenmesi:

$$K_L = 0,02 \cdot \frac{50}{0,0825} = 12,12$$

$$K = 12,12 + 11,3 \cdot 7 = 91,2$$

Basınç Kaybı:

$$\Delta p = 10^5 \left[ 1 - \left( 1 - 91,2 \cdot \frac{1,2 \cdot (23)^2}{10^5} \right)^{0,5} \right]$$

$$\Delta p = 0,351 \text{ bar}$$

Hava tesisatında, filtrede ve ayırıcı siklondaki 4000 N/m<sup>2</sup>'lik ek basınç kayıplarıyla birlikte, başlangıçta tasarlanan  $\Delta p=0,4$  bar'lık kompresör değerine çok yakın bir sonuç ortaya çıkmıştır.

Boru çapının kademelendirilmesiyle basınç kaybı daha azaltılabilir.

F.4.42'den bu vakum tesisi için teorik max. olabilecek  $\mu$  katsayısı değeri hesaplanmalıdır.

$$K \leq \frac{p_0 \cdot 10^5}{\rho_{L0} \cdot v_0^2} \Rightarrow K \leq \frac{10^5}{1,2 \cdot 23^2}, K \leq 157,52$$

$$K_L + \mu \cdot K_s \leq 157,52$$

$$12,12 + \mu \cdot 7 \leq 157,52$$

$$\mu \leq 20,8$$

Bulunan yük katsayısı değeri, döner pistonlu kompresör için emiş ağzında istenen (0) mutlak basıncının yakınında, gerekli iletim miktarını ve alt basıncı veremediği için kullanılabilir durumda değildir. Bu durum Bölüm 4.4.2.2'de ve Şekil 4.13'de anlatılmıştır.

## **YARARLANILAN KAYNAKLAR**

**1-** Pneumatische F6rderung - 1991

Prof. Dr. Ing. Wolfgang Siegel

**2-** Ventilatoranlagen - 1972

Dipl. Ing. Fritz Mode

Dipl. Ing. Leonhard Bomm6s

**3-** Transport Tekniđi - Cilt 2 - 1984

Prof. Dr. M6h. Mustafa Demirsoy

**4-** G6t6r6c6ler - 1984

A. Spivakovsky

V. Dyachkov

**5-** Pn6matik Konvey6rler - 1985

Seminer Nottarı - SEGEM

## **Ahmet MANDIRACI**

1967 Eskişehir doğumluyum. Ortaöğrenimimi 1985 yılında Eskişehir Teknik Lisesi "Makina Teknisyenliği" Bölümünde tamamladım. Aynı yıl YILDIZ ÜNİVERSİTESİ Makina Mühendisliği Bölümünü kazanarak öğrenimime İstanbul'da devam ettim. Bu öğrenim sırasında opsiyon olarak "Konstrüksiyon ve İmalat" konusuna yöneldim. Yüksek Lisans öğreniminin ilk yılında "Almanca Hazırlık Sınıfı"na devam ettim.

Halen ARÇELİK A.Ş. Eskişehir Buzdolabı Fabrikası İşletmesi'nde "Mamul Mühendisi" ünvanıyla çalışmaktayım.

YILDIZ ÜNİVERSİTESİ  
Makina Mühendisliği Bölümü