

**POZİTİF BASINÇLI PNÖMATİK İLETİM TESİSLERİNDE
EN UYGUN BORU ÇAPININ BELİRLENMESİ**

Sedat ÇALIŞIR*

ÖZET

Bu çalışmada konuyu kolaylaştırmak için, Segler'in eş değer uzunluk yönteminin önemli sonuçları biraraya getirilmiştir.

Bir pnömatik iletim tesisinde, optimum boru çapının belirlenmesinde tahrik gücünün büyüklüğü önem taşır. Optimum boru çapına karşılık gelen tahrik gücü ihtiyacı minimum bir değer alır.

Segler'in eşdeğer uzunluk yöntemine göre, buğdayın düşük pozitif basınçlı ($\Delta P < 10$ kPa) pnömatik iletim tesislerinde optimum boru çapı, tahrik gücü dikkate alınarak, farklı eşdeğer uzunluk, iletimdebisi ve hava hareketlendiricinin devir sayısına bağlı olarak diyagramlar halinde düzenlenmiştir.

ABSTRACT

**BESTIMMUNG DES OPTIMALEN ROHRDURCHMESSERS FÜR
PNEUMATISCHE FÖRDERANLAGEN IM DRUCKBETRIEB**

In dieser Arbeit hat die wichtigsten Ergebnisse des Scheinlaengenverfahren von Segler zusammengestellt, um das Verstaendnis zu erleichtern. Die Wahl des optimalen Rohrdurchmessers einer pneumatischen Förderanlage ist von entscheidender Bedeutung für die Größe der Gebläseantriebsleistung. Es läßt sich ein Rohrdurchmesser finden, bei dem die Antriebsleistung zu einem Minimum wird. Nach dem Scheinlaengenverfahren von Segler ist der hinsichtlich der Größe der Antriebsleistung optimale Rohrdurchmesser einer pneumatischen Druckförderanlage von Weizen im Niederdruckbereich ($\Delta P < 10$ kPa) für verschiedene Scheinlaengen, Gutdurchsätze und Gebläsedrehzahlen ermittelt und in Diagrammen dargestellt worden.

GİRİŞ

Pnömatik iletim tesislerinin hesaplanma yöntemlerine ilişkin çok sayıda yayın olmasına karşılık, bu tesislere en uygun ölçüde boru çapının seçilmesi konusunda dağınık ve çok az sayıda bilgi mevcuttur.

Bir çok durumlarda, boru çapının büyüklüğü, belirli bir iletim debisi değerinde, yani tecrübe değerlerine göre karışım oranı μ (iletim debisi kg/hava debisi kg) belirlenmek suretiyle yapılır. Tesiste, büyük çaplı boru kullanıldığında-ki bu durumda karışım oranında büyük- ihtiyaç duyulan

* Araştırma Gör., S.Ü. Zir. Fak., Tarım Makinaları Bölümü, KONYA

Geliş Tarihi : 10.02.1994

enerji büyümektedir. Aynı şekilde, küçük çaplı boruların kullanılması durumunda da enerji tüketimi artmaktadır. Bunun nedeni küçük çaplı borularda sürtünmenin büyüklüğü, büyük çaplı borularda ise yüksek karışım oranına (yüksek iletim ve hava debisine) gereksinim duyulduğundandır. İşte, bu aşamada, öyle bir boru çapı büyüklüğü belirlenmelidir ki enerji ihtiyacı minimum bir değer alsın.

Bu husus için, şimdiye kadar birçok araştırmacı değişik noktalara işaret etmişlerdir. Bazı araştırmacılar enerji ihtiyacının fonksiyonu olarak μ karışım oranını kriter olarak almışlardır (Weber, 1974). Segler (1951) ise eşdeğer iletim uzunluğu metodunu tercih etmiştir. Benzer şekilde, Spiwakowsky (1959) de bu yöntemi benimsemiştir. Ancak bu yöntem, büyük iletim debilerinde, kesin değerlerin elde edilmesinden ziyade, tesis boyutları hakkında mertebe belirlemek amacıyla kullanılabilir. Bununla beraber, günümüzde teorik olarak tesisin boyutlandırılmasında en sağlıklı, hızlı ve kolay bir yöntem olarak geçerliliğini sürdürmektedir (Welschof, 1962; Krause, 1967 ve Kuhl, 1990).

Segler (1951), $\Delta P < 10$ kPa basınç kaybı şartında çalışan tesislerde, belli şartlarda (sabit iletim debisi ve hava hızında) buğdayın iletiminde, değişik boru çaplarındaki güç tüketimlerini tespit etmiştir.

Eşdeğer uzunluk yöntemi, Segler (1951)'in yayınında detaylı olarak izah edilmiştir. Bu çalışmada, konunun daha kolay anlaşılabilmesi için en önemli sonuçlar birarada verilmeğe çalışılmıştır.

SEGLER YÖNTEMİ

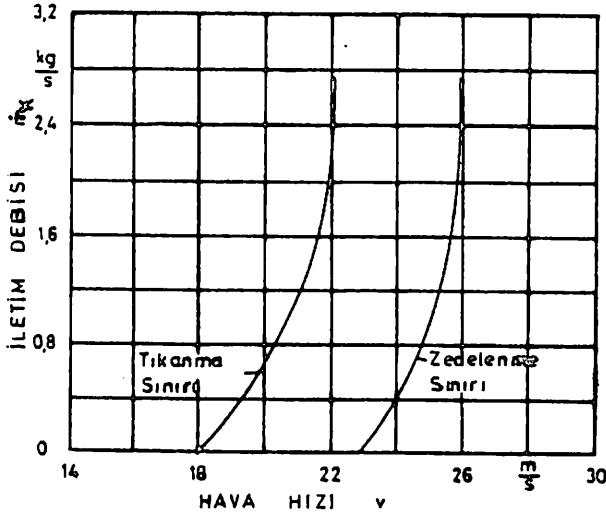
Tesisin Tıkanma ve Danenin Zedelenme Sınırları

Tıkanma sınırı hava hızının bir fonksiyonudur. Düşük hava hızlarında iletim borusunda materyal yığılmalar oluşturur. Böylece, iletim kesintiye uğrayarak, tesis tıkanır. Benzer şekilde, yüksek hava hızı değerlerinde ise dane zedelenmeleri artar. Dane zedelenmesi, kabaca kırık tane miktarındaki artış ile belirlenir. Ancak, sağlam gibi görünen danelerde de çimlenme gücünün azaldığı tesbit edilmiştir.

Bunun için öncelikle en uygun hava hızının belirlenmesi gereklidir. En uygun hava hızının hesaplanmasında ise aşağıdaki denklem kullanılır.

$$v = 1,5 + 20,7 \dot{m}_k^{0,067} \quad \text{m/s} \quad (1)$$

Eşitlik maksimum \dot{m}_k 2.5 kg/s iletim debisi için geçerlidir. Şekil 1'de buğdayın yatay iletiminde, tesisin tıkanmaması ve danelerin zedelenmesi için hava hızı ile iletim debisi arasındaki ilişki verilmiştir.



Şekil 1. Buğdayın yatay doğrultudaki iletiminde tıkanma ve zedelenme sınırları (Segler, 1951).

Düz Borularda Basınç Kayıpları

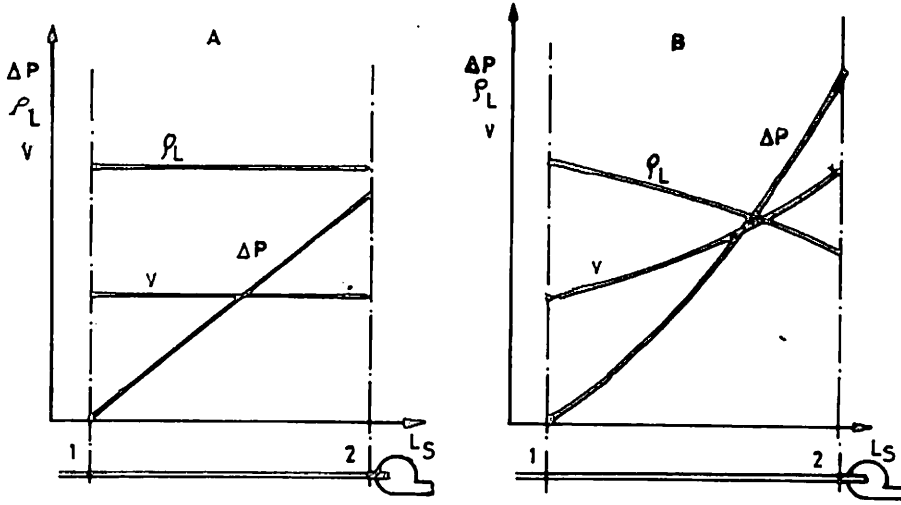
Düz borularda çift faz (katı madde + hava) akımdaki statik basıncın hesaplanmasında aşağıdaki eşitlik kullanılır.

$$\Delta P = \lambda g L_s \rho_L v^2 / 2.d_R \quad \text{Pa} \quad (2)$$

Eşitlikte, ΔP çift faz iletimdeki statik basınç kaybı, λg çift faz iletimdeki direnç katsayısı, L_s eşdeğer iletim uzunluğu, d_R tesiste kullanılan borunun çapı, ρ_L hava yoğunluğu ve v ortalama hava hızıdır.

Burada, hava sıkıştırılmaz olarak kabul edilebilir. Zira, sıvıların hacmi 2.10^6 mmSS basınç altında sadece % 1 oranında azalmaktadır. Bu yüzden sıvılar, pratikte sıkıştırılmaz olarak kabul edilmektedir. Hava akımı ise 150 m/s hıza ulaştığı zaman, ancak % 1 oranında hacimsel azalma göstermektedir (Brandt, 1972). Üstelik, pnömatik iletimde hava akımının hızı bu değer çok altında seyretmektedir. Bununla beraber, hesaplamaların daha sağlıklı olabilmesi için sıkışabilirlikten dolayı, tesiste meydana gelen statik basınç kaybı değerinin, % 3 ila 4'ü kadar bir basınç kaybı ilavesi yapılabilir (Matthis, -).

Şekil 2'de hava akımının iletim uzunluğuna bağlı olarak, sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz akışkan şeklinde değerlendirildiğinde, hava hızı, hava yoğunluğu ve basınç kayıplarında meydana gelen



Şekil 2. Sıkıştırılmaz (A) ve sıkıştırılabilir (B) havanın karakteristikleri (Hesse, 1984)

değişimler gösterilmiştir.

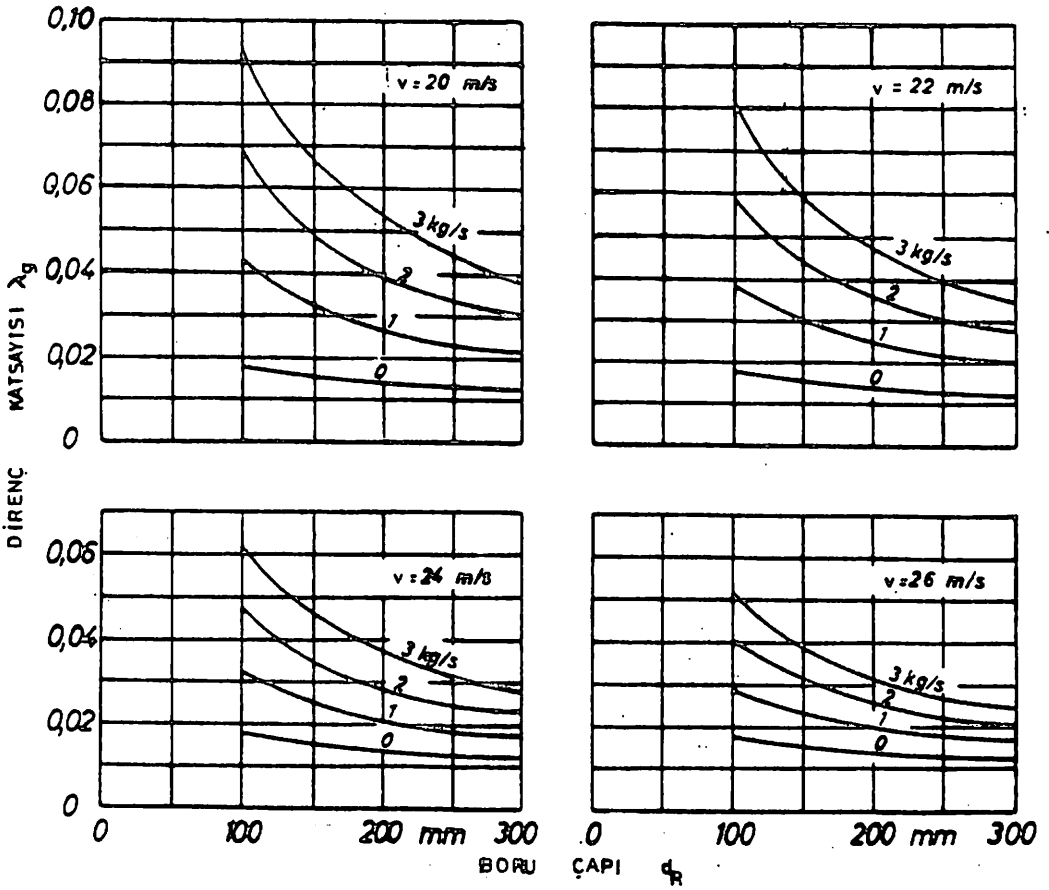
Pnömatik iletimde hava hızının etkisi çok büyüktür. Şöyle ki, testesteki basınç kaybı, hava hızının karesi; güç ihtiyacı ise hava hızının üçüncü kuvveti ile doğru orantılıdır (Hesse, 1984).

Segler (1951), düşey ve yatay borularda, buğdayın pnömatik iletiminde, boru çapı, hava hızı ve iletim debisi ile λ_g direnç katsayısı arasındaki ilişkileri uzun denemeler ve ölçümler sonucunda elde etmiştir (Şekil 3).

Şekil 3'den λ_g direnç katsayısının hava hızı iletim debisi ve boru çapının fonksiyonu olduğu sonucunu çıkarabiliriz. Sabit boru çapı ve iletim debisinde, hava hızının artışı λ_g direnç katsayısını azaltmaktadır. Benzer şekilde, hava hızı ile iletim debisinin sabit tutulmasıyla, boru çapının artışı da λ_g direnç katsayısını azaltmaktadır. Bunun yanında, sabit boru çapı ve hava hızı değerlerinde, iletim debisinin artması λ_g direnç katsayısını da artırmaktadır.

Düşey iletimde bir birimlik uzunluktaki pnömatik iletim için harcanan enerji ile yatay iletimde iki birimlik uzunluğa iletim yapılabilir. Benzer şekilde, düz düşey iletimdeki λ_g direnç katsayısının değeri, düz yatay iletimdeki λ_g değerinin iki katı civarındadır.

Eşdeğer iletim uzunluğu, belli iletim şartlarında (sabit hava hızı, iletim debisi vs.) atalet halindeki iletim materyalinin, bir birimlik düz ve yatay boruda oluşturduğu basınç kaybına karşılık gelen uzunluk olarak tarif edilebilir.



Şekil 3. Buğdayın yatay iletimindeki λ_g direnç katsayısı değerleri (Segler, 1951).

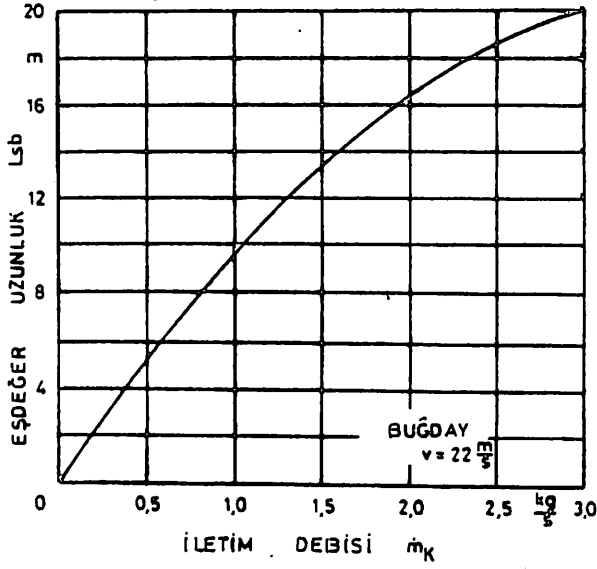
İvmelendirme, Dirsekler, Ayırıcılar ve Çıkış Kayıpları

Besleyiciden itibaren materyalin ivmelendirilmesi gereklidir. Düz yatay boru cinsinden ifadesiyle L_{sb} eşdeğer ivmelendirme uzunluğu, iletim debisine bağlı olarak artış gösterir (Şekil 4). L_{sb} , boru çapından bağımsızdır, ancak, iletim debisi ve hava hızının bir fonksiyonudur.

Şekil 4, 22 m/s hava hızında geçerlidir. Yüksek hava hızlarında ise L_{sb} değeri biraz azalma gösterir. Fakat pratikte Şekil 4'deki değerler kullanılabilir.

Şekil 5'de ise eğrilik yarıçapı $R = (4...6) \cdot d_R$ olan 90°'lik dirseklerin iletim debisine bağlı olarak eşdeğer dirsek uzunlukları L_{sd} verilmiştir.

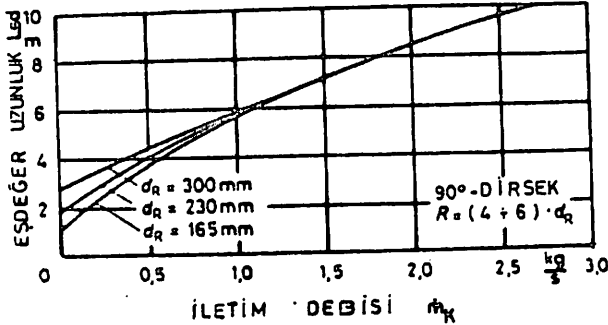
L_{sd} dirsek eşdeğer uzunluğu, iletim debisi, boru çapı ve eğrilik



Şekil 4. İletim debisi ile materyalin ivmelendirilme Lsb eşdeğer uzunluğu arasındaki değişim (Segler, 1951).

yarıçapı oranı (R/d_R)'nın fonksiyonudur. Ancak, Şekil 5'ten de görüldüğü gibi 1 kg/s iletim debisinden sonra boru çapının hiç bir etkisi görülmemektedir.

İletim hattı sonunda çıkış kayıpları oluşur. Segler (1951)'e göre bu çıkış kayıplarının L_{sç} eşdeğer uzunluk olarak karşılığı 0,5.....1,5 m olarak alınabilmektedir. Ancak, filtre ve santrifüj kuvvet esasına göre çalışan ayırıcıların (siklon), eşdeğer iletim uzunluğu hakkında herhangi bir değer belirtilmemiştir.



Şekil 5. 90°'lık dirseklerin eşdeğer uzunlukları (Segler, 1951).

Siklon ve filtre vs. gibi armatürlerde oluşan kayıpların eşdeğer uzunlukları L_{sa} , yatay L_y ve düşey L_d düz boru ile dirseklerin toplam eşdeğer uzunluklarının % 10-30'u arasında alınabilmektedir (Demirsoy, 1984).

Buna göre, tesisin toplam eşdeğer uzunluğu L_s aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$L_{s1} = \sum L_y + 2 \cdot \sum L_d + \sum L_{sd} + L_{sç} \quad m \quad (3)$$

$$L_{sa} = (0,10 \dots 0,30) \cdot L_{s1} \quad m \quad (4)$$

$$L_s = L_{s1} + L_{sa} \quad m \quad (5)$$

EN UYGUN BORU ÇAPININ BELİRLENMESİ

Statik basınç kaybı $\Delta P < 10$ kPa olan iletim tesislerinde ve havanın sıkıştırılabilir olarak kabul edildiğinde, radyal vantilatörün gücü,

$$N = P_T \cdot \dot{V} / \eta \quad w \quad (6)$$

formülü ile hesaplanır. Burada, \dot{V} iletim hattının hava debisi, P_T tesisin toplam basınç kaybı ve η ise vantilatörün tesir derecesidir.

Toplam basınç gereksinimi, statik ΔP_g ve dinamik P_d basınç kayıplarının toplamı kadardır.

$$P_T = \Delta P_g + P_d \quad Pa \quad (7)$$

$$P_d = \rho_L \cdot v^2 / 2 \quad Pa \quad (8)$$

$$\Delta P_g = \Delta P \cdot (1 + 0,035) \quad Pa \quad (9)$$

Vantilatörün hava debisi ise, aşağıdaki formülden hesaplanabilir.

$$\dot{V} = 1,15 \cdot \pi \cdot d_R^2 \cdot v / 4 \quad m^3/s \quad (10)$$

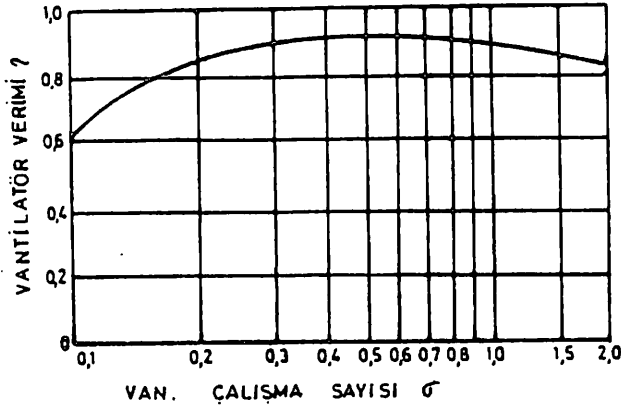
Vantilatörün tesir derecesi ise Eck (1971)'e göre, σ çalışma sayısına bağlıdır. (Şekil 6). Çalışma sayısı σ ise aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$\sigma = \dot{V}^{1/2} \cdot (P_T / \rho_L)^{-3/4} \cdot n \quad (11)$$

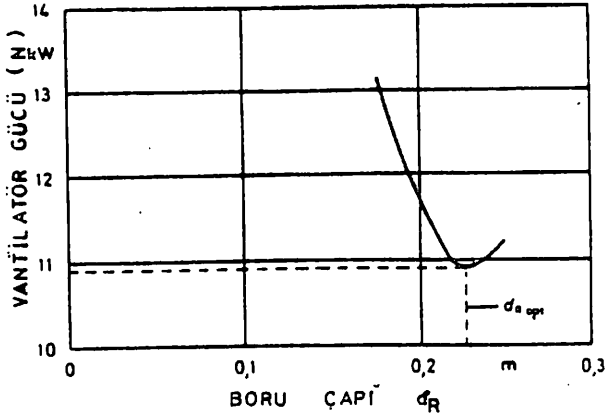
Burada, n min^{-1} olarak vantilatör devir sayısıdır.

Şimdi tasarlanmış bir pnömatik iletim tesisi için en uygun boru çapının belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için önce, tesisin toplam eşdeğer uzunluğu tespit edilir. Daha sonra ise değişik boru çapları için N vantilatör güçleri hesap edilir. Örnek bir tesisin boru çapı ile vantilatör gücü arasındaki ilişki Şekil 7'de gösterilmiştir.

Daha evvelce zikredildiği şekilde, büyük çaplı borularda olduğu gibi küçük çaplı borularda da vantilatör gücü yüksektir. Ancak, belli bir boru çapı değerinde, minimum bir güç değeri bulunmaktadır. Bu değer, tahrik gücü bakımından en uygun çaptır. Tesisin boru çapı, mümkün olduğunca bu değere en yakın norm çap değeri seçilmelidir.

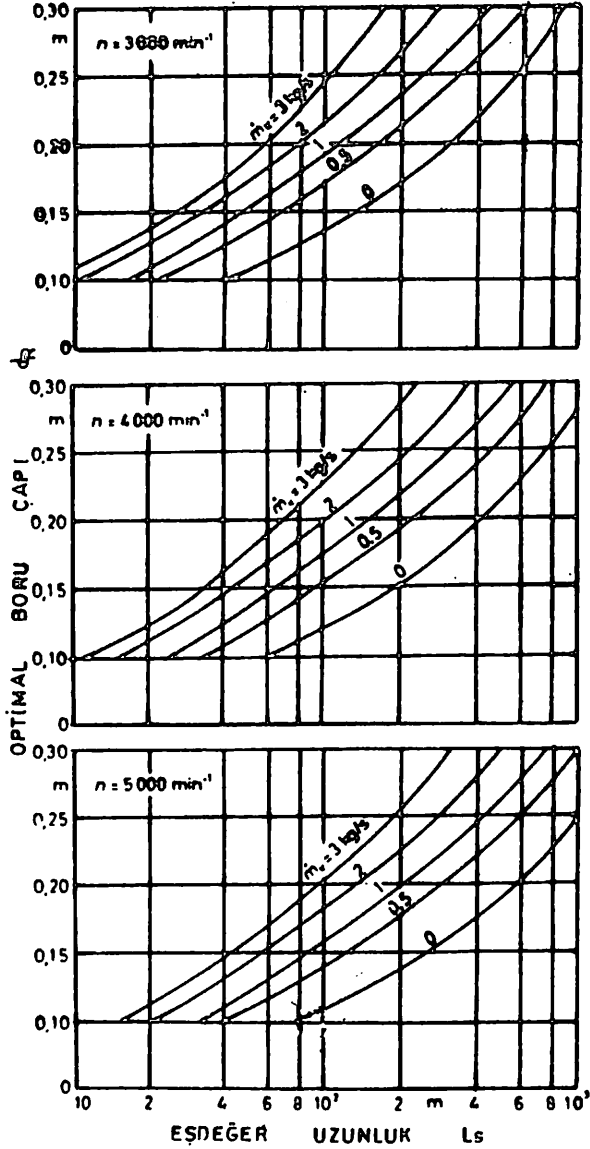


Şekil 6. Vantilatör çalışma sayısı ile optimum tesir derecesi arasındaki ilişki (Eck, 1971).



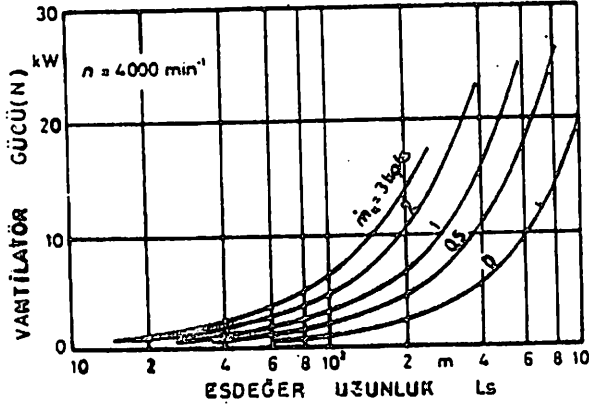
Şekil 7. Örnek bir tesis için boru çapının fonksiyonu olarak vantilatör gücü değişimi (Petersen, 1975).

Dijital bir hesaplayıcı yardımıyla farklı eşdeğer uzunlukları, iletim debileri ve vantilatör devir sayıları için en uygun boru çapları hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların sonuçları Şekil 8'de verilmiştir (Petersen, 1975).



Şekil 8. Farklı eşdeğer uzunluk, iletim debisi ve vantilatör devir sayılarına göre en uygun boru çapları (Petersen, 1975).

Şekil 9'da ise 4000 min⁻¹ vantilatör devrinde, eşdeğer uzunluk ve iletim debileri ile vantilatör gücü arasındaki değişim gösterilmiştir. Gerek 3000 min⁻¹ gerekse 5000 min⁻¹ vantilatör devrindeki güç tüketimlerinde ise Şekil 9 'daki değerlerden çok az sapmalar görülmüştür.



Şekil 9. 4000 min⁻¹ vantilatör devrinde, iletim debisi ve eşdeğer uzunluk ile güç tüketimi arasındaki ilişki (Petersen, 1975).

SONUÇ

Pnömatik iletim tesislerinde boru çapının seçimi, vantilatör gücünün büyüklüğü ile çok yakından ilgilidir. d_R-N eğrisinde güç değerinin minimum olduğu noktaya karşılık gelen boru çapı değeri en uygun boru çapı büyüklüğüdür.

Segler (1951)'in eşdeğer uzunluk yönteminden hareketle, farklı iletim debileri, eşdeğer uzunluk ve vantilatör devir sayıları ile en uygun boru çapı büyüklükleri arasındaki ilişkiler diyagramlar halinde düzenlenmiştir.

Bu diyagramlar yardımıyla, debisi, eşdeğer uzunluğu ve vantilatör devir sayısı bilinen bir tesise en uygun boru çapı, çok basit ve hızlı bir şekilde belirlenebilmektedir.

KAYNAKLAR

- Brandt, O.H., 1972. (Çev. Harzadın, G., Sinici, R. ve Soytaş, N.) Hava Kanalları Hesabı ve Konstrüksiyonu. Fon Matbaası. Ankara.
- Demirsoy, T., 1984. Transport Tekniği 2. Cilt. Birsen Yayınevi. İstanbul.
- Eck, B., 1971. Ventilatoren. Springer Verlag. Berlin.

- Hesse, T., 1984. Pneumatische Förderung, Grundlagen aus Praktischer Sicht. Helen M. Brinkhaus Verlag. Braunschweig.
- Krause, F., 1967. Beispiel für die Berechnung einer pneumatischen Förderanlage für Weizen nach neuen Berechnungsverfahren. Hebezeuge und Fördermittel. Bd. 7. No. 5. s. 149-152.
- Kuhl, R.B., 1990. Pneumatische Förderung landwirtschaftlicher Produkte Mittels Schleusengebläsen. Dissertation. Braunschweig.
- Matthies, H.S., -Vorlesung. "Pneumatische Förderung". Braunschweig.
- Petersen, H., 1975. Wahl des Rohrdurchmessers für pneumatische Flugförderanlagen im Druckbetrieb. Grundl. Landtech. Bd. 25. Nr. 1 s. 11-15.
- Segler, G., 1951. Pneumatic Grain Conveying. Eigenverlag. Braunschweig.
- Spiwakowsky, A.O. ve W.K., Djatschlow, 1959. Förderanlagen. Braunschweig.
- Weber, M., 1974. Strömungsfördertechnik. Mainz.
- Welschhof, G., 1962. Pneumatische Förderung der großen Fördergutkonzentrationen. VDI. Verlag. Düsseldorf.