

Harman Makinelerinde Bulunan Farklı Yapısal Özellikteki Pnömatik İletim Sistemlerinin İşletme Özelliklerinin Belirlenmesi¹

Haydar HACISEFEROĞULLARI, Sedat ÇALIŞIR, Hakan Okyay MENGEŞ

¹S.Ü. B.A.P koordinatörlüğü tarafından desteklenen 2002/064 nolu araştırma projesinin özetidir
S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümü, 42031 Kampus Konya
hhsefer@selcuk.edu.tr

Özet: Bu çalışmada yerli yapım iki farklı harman makinesinin pnömatik iletim sistemleri yapısal ve işletme özellikleri yönüyle araştırılmıştır. Araştırma sonuçlarına göre her iki pnömatik ileticinin yapısal ve işletme özellikleri arasında önemli farklılıklar belirlenmiştir. Bu farklılıklar iletim karakteristiklerini etkilemiştir. Denemelerde buğday ve fasulye tohumları kullanılmıştır. Her iki pnömatik iletim sisteminde aynı vantilatör çalışma hızında, iletim debisi arttıkça, kırık tane ve karışım oranı, tıkanma ve ivmelendirme devir sayıları yükselmiş; özgül enerji tüketimi azalmıştır.
Anahtar kelimeler: Harman makinası, pnömatik iletimci, buğday, fasulye, kırık tane oranı, hava hızı

Determination of the Operation Characteristics of Pneumatic Conveying Systems Having Different Constructional Characteristics in Threshing Machines

Abstract: In this study, the constructional and operational characteristics of pneumatic conveying systems used in two different domestic threshers were investigated. Wheat and dry beans were used in experiments. Based on the results obtained from the experiments, significant differences were found between the two different conveying systems. The differences in constructional and operational characteristics affected the conveying characteristics. For both conveying systems, damaged grain and mixture rate, stoppage and acceleration speed increased while specific energy and power consumption decreased as the material flow rate increases at a constant speed.

Key words: Threshing machine, pneumatic conveying system, wheat, dry bean, mixture rate, damaged grain rate, air velocity

GİRİŞ

Türkiye koşullarının gereksinimiyle ortaya çıkmış olan harman makineleri, başlangıçta sadece sap döver olarak kullanılmış, daha sonraları gelişen teknoloji ve değişen koşullara göre günümüzde ayırma, temizleme ve iletim işlevlerini de yapabilen modern bir tarım makinesine dönüşmüştür. Bu makinelerin, harmanlama görevinden başka, ürün saplarını hayvanların kolaylıkla yiyebileceği yapıya sokması da önemli bir özelliğidir. Saman, düşük besleme değerine sahip olmasına karşın, özellikle geniş getiren hayvanların beslenmesinde dolgu yemi olarak kullanılmakta ve hayvanlarda tokluk hissi uyandırmaktadır. Bunun dışında, kırsal kesimde tarımsal işgücü oluşturması, ekonomik yetersizlikler, makineli tarıma uygun olmayan küçük, eğimli ve dağlık alanlarda yetiştirilen ürünlerin el ya da ekin

biçme makineleri ile hasat edilen hububat ve baklagillerin harmanlanmasında yaygın şekilde kullanılmaktadır (Evcim, 1975). Bu makinelerin üretimi 1970 yılından başlayarak hızla artmış ve parkta ki harman makinası sayısı 193 386 adede ulaşmıştır (Anonymous, 2004).

Harman makinelerinde başak ve kavuzdan ayrılan ve temizlenen taneler belli bir noktaya iletilmektedir. Pratikte bu iletim pnömatik yöntemle yapılmaktadır. İletimin son noktasında ekonomik değere sahip olan taneler genellikle çuvalara doldurulduğundan, bu ünite çuvalama ünitesi olarak adlandırılmaktadır. Modern harman makinelerine eklenen bu ünite, teknik olarak pozitif basınçlı bir pnömatik iletimci.

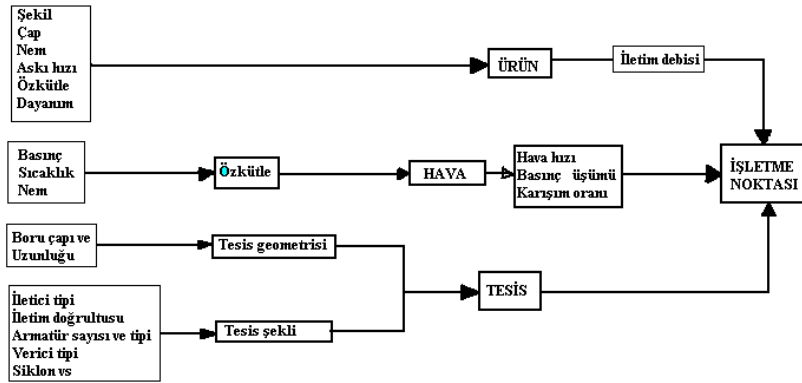
Bir pnömatik iletimci sistem, esas olarak bir mekanik güç kaynağı (motor), hava hareketlendirici

(vantilatör/kompresör), verici (hücreli çark/enjektör), ayırıcı (siklon/filtre) ve iletim hattı (boru/armatür, bağlama ve sızdırmazlık aparatları) gibi elemanlardan oluşur. Pnömatik iletiler negatif basınçlı, pozitif basınçlı ve kombine (vakumlu-basınçlı tip) olmak üzere, üç değişik tipte kullanılmaktadır. Pnömatik iletiler tipine en etkili unsur iletim kapasitesi, iletim uzunluğu ve kullanım amacı olarak belirtilebilir. Pnömatik iletilerin, mekanik iletilere göre birçok avantajı olmasına karşın en büyük dezavantajı yüksek özgül enerji tüketimine gereksinim duymasındır. Pnömatik iletilerin tasarımında mühendislik bakımından bazı hesaplamaların yapılması zorunludur. Pnömatik iletimin iki temel parametresi olan gerekli hava debisi ve basınç düşümünün sağlıklı ve uygun olarak saptanması gerekmektedir. Bunun

içinde pnömatik iletim sisteminin işletme noktasına etki eden unsurlar bilinmelidir. Bu unsurlar Şekil 1’de gösterilmiştir (Segler, 1951; Segler ve Hutt, 1979; Siegel, 1983; Hesse, 1984; Kuhl, 1990).

Ülkemizde birçok tarım makinesinde olduğu gibi, imal edilen harman makinelerinin pnömatik iletiler ünitesi başta olmak üzere tüm ünitelerinin tasarımı, mühendislik esasına dayanmamaktadır ve tasarım parametreleri sağlıklı olarak ortaya konamamıştır. Bu nedenle makinelerin pnömatik iletim ünitelerinin konstrüksiyonu teknik verilere dayandırılarak yeni tasarım parametrelerine kavuşturulmalıdır.

Bu çalışmada Konya Bölgesinde yaygın olarak imalatı yapılan iki harman makinesinin pnömatik iletilerinin, yapısal ve işletme özelliklerinin incelenmesi amaçlanmıştır.

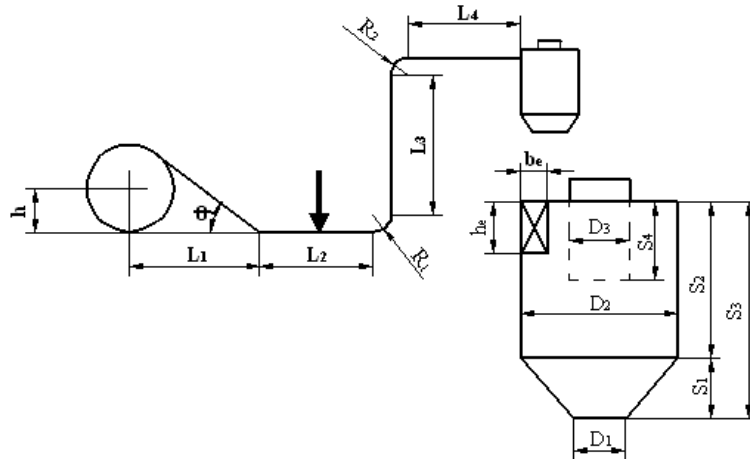


Şekil 1. Bir pnömatik iletim tesisinde işletme noktasına etki eden unsurlar

MATERYAL ve YÖNTEM

Araştırmada imalat ve satış kapasitesi yüksek olan iki ayrı imalatçı firmaya ait harman makinesi materyal olarak kullanılmıştır. Bu harman makinelerinin

pnömatik iletim sistemi (çuvallama ünitesi) ve bu sistemlerdeki vantilatörlerin bazı teknik özellikleri sırasıyla Şekil 2, Çizelge 1 ve 2’ de verilmiştir.



Şekil 2. Pnömatik iletim sisteminin şematik gösterimi

Çizelge 1. Pnömatik iletim sistemlerinin bazı teknik ölçü ve özellikleri

Boyutlar	İletim sistemi I	İletim sistemi II
L ₁ (mm)	750	750
L ₂ (mm)	350	500
L ₃ (mm)	1100	750
L ₄ (mm)	400	500
D ₁ (mm), Siklon çıkış ağzının çapı	100	90
D ₂ (mm), Siklon dış çapı	260	250
D ₃ (mm), Dalma borusu çapı	185	170
S ₁ (mm), Siklonun konik kısmının yüksekliği	270	280
S ₂ (mm), Siklonun silindirik kısmının yüksekliği	310	290
S ₃ (mm), Siklonun toplam yüksekliği	580	570
S ₄ (mm), Dalma borusunun siklon içinde kalan yüksekliği	150	120
h (mm), Ventilator düşey yüksekliği	750	1110
he (mm), Giriş kanalı yüksekliği	95	90
be (mm), Giriş kanalı genişliği	240	210
θ, Ventilator çıkış borusunun yatayla yaptığı açı	45°	34°
R ₁ (R/d), Alt dirsek	1.6	2.6
R ₂ (R/d), Üst dirsek	2.6	4.2
d (mm), Boru çapı	100x100	Ø 90

Çizelge 2. Ventilatorlere ait bazı özellikler

Özellikler	Ventilatör I	Ventilatör II
Ventilatör çıkış çapı (mm)	420	495
Ventilatör giriş çapı (mm)	230	190
Ventilatör çıkış genişliği (mm)	50	50
Giriş kesiti (cm ²)	259.8	126.4
Minimum Radyal açıklık (mm)	25	5
Salyangoz genişliği (mm)	100	100
Kanat sayısı (adet)	6 uzun; 6 kısa	16
Kanat sac kalınlığı (mm)	1.5	4
Kanat çıkış açısı (°)	105	72
Kanat uzunlukları (mm)	Uzun kanat 160, kısa kanat 100	180
Ventilatör tipi	Kapalı	Yarı açık
Kanat tipi	Gerçek dönük	İleri dönük

Araştırmada, materyal iletim debisini kontrol altında tutabilmek için, özel olarak pik dökümden imal edilmiş şekli ve özellikleri Şekil 3 ve Çizelge 3' de verilen döner hücreli verici (oluklu makara) kullanılmıştır. Bu vericinin (besleme ünitesi) debisi, hem makara devir sayısının hem de besleme ağzı kesit alanının değiştirilmesi ile ayarlanabilmektedir. Devir sayısı, elektronik varyatör ile bağlantılı bir redüktörlü elektrik motoru, besleme ağzının açıklığı ise mekanik olarak yapılan bir klape yardımıyla değiştirilmektedir. Bu vericinin hangi devir sayısında ve besleme ağzı kesit açıklığında ne kadar debi sağladığı ve ne kadar materyal kırılmasına neden olduğu çalışma öncesinde saptanmıştır.

Çalışmada, ekmeçlik buğday (Bezostaja-I) ve yerel populasyon fasulyesi (Phas. Vulgaris) olmak üzere iki farklı tarımsal ürün kullanılmış olup, bu ürünlerin bazı teknik özellikleri de Çizelge 4'de gösterilmiştir.

**Şekil 3. Vericide kullanılan makaranın besleme kesit ağzının görünüşü**

Çizelge 3. Vericinin bazı teknik Özellikleri

Tipi	Oluklu makara (döner hücreli)
Makara çapı	150 mm
Makara iç çapı	92 mm
Makara oluk sayısı	6 adet
Makara uzunluğu	150 mm

Çizelge 4. Denemelerde kullanılan materyallerin bazı özellikleri

Özellik	Buğday	Fasulye
Nemi (%)	8.38	8.80
Tane ağırlığı (g)	0.042±0.002	0.36±0.014
Boy (mm)	6.78±0.09	12.33±0.20
Eni (mm)	3.03±0.11	7.23±0.15
Kalınlığı (mm)	2.89±0.07	5.86±0.13
Dökme yoğunluğu (kg/m ³)	732.64±8.41	744±5.19
Bin dane ağırlığı (g)	39.67±0.35	293.6±1.78
Kritik hızı (m/s)	5.04±0.14	7.45±0.16
Projeksiyon alanı (cm ²)	0.19±0.005	1.06±0.042

Pnömatik iletici vantilatör miline hareket, elektrik motoruna akuple edilmiş mekanik varyatörün milinden kayış-kasnak yardımıyla verilmiştir.

Vantilatör milinin devir sayısının ölçümünde Lutron DT-2236 tipi dijital devir ölçücü kullanılmıştır.

İletim sisteminde vantilatörlerin hava hızları Testo-term anemograf ile ölçülmüştür. Bu cihaz aynı zamanda hız ölçülen noktadaki sıcaklığı da aynı anda ölçebilmektedir. Cihazın hız ölçme aralığı 0.4- 50 m/s ve hata sınırı % 0.1'dir.

Araştırmada kırık tane oranlarının belirlenmesi amacıyla Chyo marka, ölçüm hassasiyeti 0.01 g olan hassas elektronik terazi kullanılmıştır.

Çalışmada, buğday ve fasulyenin pnömatik iletiminde kullanılan optimum vantilatör devir sayısı ve materyal debisi, S.Ü. Ziraat Fakültesi tarafından verilen, aynı harman makinelerinin deney raporlarından alınmıştır (Anonymous 1998 a ve 1998 b). Harman makinelerinin batör devir sayıları ve iş verimleri (kg-tane/h) dikkate alınarak, İletim Sistemi I' de buğday için 4.45, 8.80 ve 11.10 kg/min, fasulye için 6.40, 9.35 ve 11.70 kg/min iletim debileri, İletim Sistemi II' de ise buğday için 5.10, 7.80 ve 11.40 kg/min, fasulye için 6.65, 11.10 ve 15.5 kg/min olarak materyal iletim debileri belirlenmiştir. İşletme devir sayısı olarak 2600 min⁻¹ vantilatör devir sayısı esas alınmıştır.

2600 min⁻¹ vantilatör devir sayısı ve yukarıda belirtilen materyal iletim debi değerlerinde her iki sistem ve ürün cinsi için güç tüketimi, kırık tane oranı,

karışım oranı ve özgül enerji tüketim değerleri saptanmıştır. Ayrıca, aynı çalışma koşulları için sistemin tıkanma ve ürünün ivmelendirme devir sayıları da belirlenmiştir.

Bunun dışında, vantilatörlerin farklı devir sayılarındaki karakteristikleri ile besleme ağız ve siklon çıkışındaki hava hızı ve sıcaklık değerleri de ölçülmüştür. Her deneme kombinasyonun da, on dakika süreyle materyal iletimi gerçekleştirilmiştir.

Denemeler S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü atölyesinde yapılmıştır. Çalışma sırasında, ortamın bağıl nemi ve sıcaklığı, ortalama olarak sırasıyla % 40-65 ve 20-25 °C arasında değişmiştir.

Sistemin materyal iletimi esnasında çektiği güç, doğrudan elektriksel güç ölçme yöntemi (Wattmetre) ile ölçülmüştür. Materyal iletimi için tüketilen net güç, sistemin çalışma esnasında (çift faz iletim) çektiği güçten, boşta (sadece hava) çektiği güç çıkarılarak hesaplanmıştır.

Hız ölçümleri vantilatör, besleme ağız ve siklon çıkışlarından materyal iletimsiz olarak anemograf ile ölçülmüştür. Kesitler altı alana bölünerek ölçüm yapılmış ve aritmetik ortalamaları kullanılmıştır. Hız değerlerinin alındığı noktalarda aynı zamanda sıcaklık değerleri de ölçülüp kaydedilmiştir.

İncelenen sistemlerin vantilatör karakteristikleri, biri işletme devir sayısı olmak üzere üç farklı devir sayısında yapılmıştır. Vantilatör karakteristikleri hava debisinin fonksiyonu olarak, çıkış basıncı ve mil gücünün değişimi esas alınarak çizilmiştir (Yetkin ve Çalışır, 1992). Vantilatör debisi, vantilatör çıkış borusu kesitinin farklı açıklıklarda kapatılarak hava hızı ölçülmüş, buradan süreklilik denklemi yardımıyla hesaplanmıştır. Çıkış basıncı U-tipi su sütunlu diferansiyel manometre yardımıyla mmSS olarak ölçülmüştür (Gökelim, 1983).

Karışım oranı (μ), materyal debisinin hava debisine oranlanmasıyla belirlenmiştir. Hava debisi, her iki vantilatörün 2600 min⁻¹ 'deki yaklaşık aynı çıkış basıncına karşılık gelen değeri esas alınmıştır. Havanın özgül kütlesi sıcaklığa bağlı olarak 1.29 kg/m³ olarak kabul edilmiştir (Matthies, 1969).

Özgül enerji tüketimi ya da ton başına tüketilen enerji, net gücün kW, t/h olarak iletim debisine oranlanması ile kWh/t olarak bulunmuştur (Polat, 1991).

Kırk tane oranının belirlenmesi için, her kombinasyonda, sisteme verilen ve siklondan alınan materyalden üçer tekerrürlü olarak yaklaşık 500'er gramlık örnekler alınmıştır. Bu alınan örnekler içindeki kırk taneler ayıklanmış ve hassas terazide tartılarak, örnek ağırlığına oranlanmıştır. Giriş ve çıkış arasındaki kırk tane oranlarının farkı alınarak, sistemin neden olduğu kırk tane oranları belirlenmiştir.

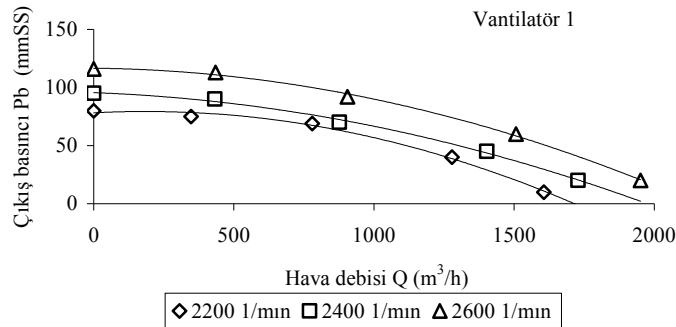
Tıkanma devir sayılarının belirlenmesi için, bütün deneme kombinasyonlarında, iletim debisi sabit tutulmuş, vantilatör devri kademeler olarak düşürülerek, iletimin durduğu andaki vantilatör devri ölçülerek belirlenmiştir. İvmelendirme devir sayısı ise sistem materyal ile dolu iken (besleme haznesi), tıkanma devrinden başlayarak vantilatör devri yükseltilmiş ve materyal akışının başladığı andaki vantilatör devir sayısı belirlenerek bulunmuştur.

ARAŞTIRMA BULGULARI

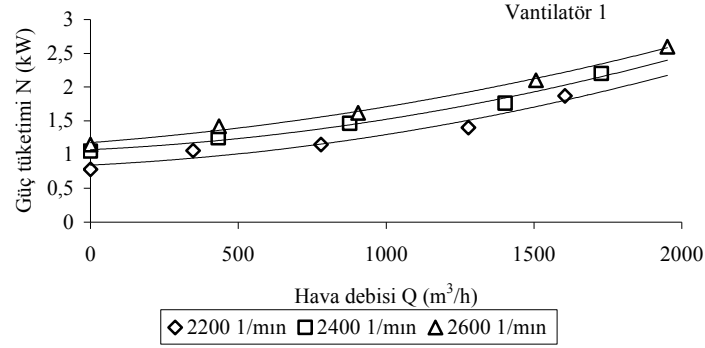
Araştırma sonuçları esas olarak, iletim sistemlerinin yapısal ve işletme özellikleri yönüyle değerlendirilmiştir. Yapısal karakteristikler kapsamında, vantilatör, besleme ünitesi, siklon ve sistem geometrisinin özellikleri saptanmıştır.

Vantilatör

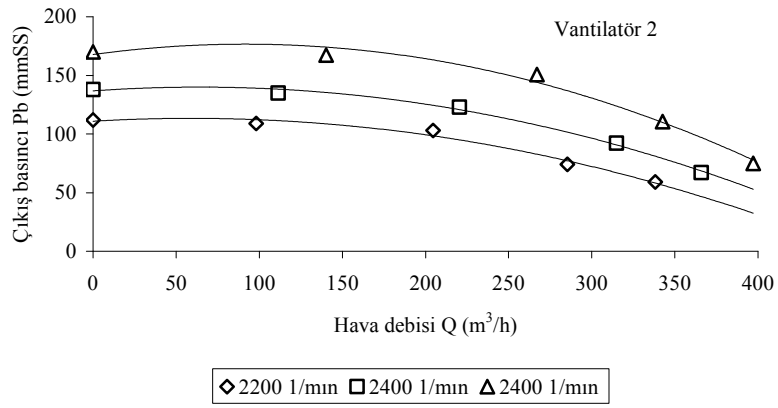
İletim Sistemi I ve II' de kullanılan vantilatörün değişik devirlerdeki Q-P_b (Debi-Basınç) ve Q-N (Debi-Güç) karakteristikleri sırasıyla Şekil 4, 5, 6 ve 7' de gösterilmiştir. Şekil 4 ve 6 incelendiğinde Q-P_b karakteristik eğrisinin yatık bir karakter sergilediği görülmektedir. Yatık karakterli Q-P_b eğrisinin özelliği, küçük basınç değişimlerine karşılık, debi değerlerinde daha büyük değişimin görülebilmesidir. Benzer şekilde Q-N karakteristiği de aşırı yüklü tipte bir değişim gösterdiği görülmektedir. Başka bir deyişle debi arttıkça güç tüketimi değerleri de yükselmiştir (Şekil 5 ve 7). Bu karakteristik eğrilerin birlikte değerlendirilmesi sonucu, bu vantilatörlerin radyal akışlı tipte olduğu söylenebilir. Ayrıca, hem çıkış basıncı (P_b) hem de güç tüketimi (N) değerlerinin, devir sayısının artmasıyla, yükseldiği görülmüştür. Bu durum ise benzerlik yasalarının geçerli olduğunu göstermektedir.



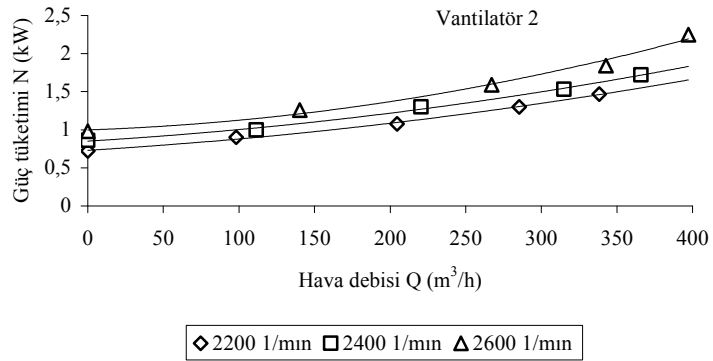
Şekil 4. Vantilatör I' in değişik devirlerdeki Q-P_b değişimi



Şekil 5. Ventilator I' in değişik devirlerdeki Q-N değişimi



Şekil 6. Ventilator II' nin değişik devirlerdeki Q-P_b değişimi



Şekil 7. Ventilator II' nin değişik devirlerdeki Q-N değişimi

Besleme ünitesi

İletim Sistemi I' de bulunan besleme düzeni, ayarlanabilir bir klape yardımıyla, boru kesit alanının değiştirilebilme özelliğine sahiptir. Böylece, sisteme gönderilecek hava debisine dolayısıyla hava hızına müdahale olanağı sağlanmaktadır. Çizelge 5' de 2600 min⁻¹ vantilatör devrinde ve besleme düzeninin çıkışında, kesit alanına bağlı olarak elde edilen bazı hava karakteristik değerleri verilmiştir. Kesit alanı arttıkça hava hızı ve hava debisinin arttığı Çizelge 4'de görülmektedir. İletim sistemi II de ise böyle bir düzenleme bulunmamaktadır.

İletim sistemi I ve İletim sistemi II' de, besleme ünitesi çıkışında, İletim Sistemi I' de denemelerin yapıldığı ayar kesitinde (35x85 mm) ölçülen hava hızı

ve sıcaklığı ile hesaplanan hava debisi değerleri Çizelge 6 ve Çizelge 7' de verilmiştir. Bu çizelgelerden görüldüğü gibi vantilatör devrinin artmasıyla hava debileri ve hava hızları artmıştır. İletim Sistemi I' in hava debisi dolayısıyla hava hızı Sistem II' nin debisinden daha yüksek düzeyde bulunmuştur. Bu durum, sistem geometrisi yanında vantilatör emiş kesitlerinin büyüklüğüne bağlanabilir.

Siklon

İletim Sistemi I ve II' ye ait olan siklonların çıkışından, değişik vantilatör devirlerinde elde edilen hava hızı ve sıcaklık değerleri Çizelge 8' de görülmektedir.

Çizelge 5. İletim Sistemi I' de besleme düzeni kesit ayarının bazı hava karakteristiklerine etkisi (2600 min⁻¹ vantilatör devrinde)

Ayar kesiti (mm ²)	Hava hızı (m/s)	Hava debisi (m ³ /h)	Hava sıcaklığı (°C)
1700	28.87±0.77	795.1	27.9
3400	45.73±1.06	1259.4	27.9
5100	57.61±0.37	1586.6	27.9
7650	64.82±0.42	1785.1	28.0

Çizelge 6. İletim sistemi I' in besleme ünitesi çıkışında ölçülen bazı hava karakteristikleri

Fan devri (min ⁻¹)	Hava debisi (m ³ /h)	Hava hızı (m/s)	Hava sıcaklığı (°C)	Kesit (m ²)
1800	838.3	30.44±0.47	29.7	7.65.10 ⁻³
2000	975.7	35.43±0.55	30.3	
2200	1125.3	40.86±1.02	28.4	
2400	1201.3	43.62±1.18	27.3	
2600	1295.8	47.05±0.97	26.8	

Çizelge 7. İletim sistemi II' nin besleme ünitesi çıkışında ölçülen bazı hava karakteristikleri

Fan devri (min ⁻¹)	Hava debisi (m ³ /h)	Hava hızı (m/s)	Hava sıcaklığı (°C)	Kesit (m ²)
1800	437.5	19.11±0.88	29.9	6.36.10 ⁻³
2000	510.6	22.30±1.10	30.3	
2200	531.0	23.19±0.60	31.8	
2400	577.7	25.23±1.23	32.0	
2600	609.5	26.62±0.87	32.0	

Çizelge 8. İletim sistemlerinde değişik vantilatör devirlerinde siklon çıkışından elde edilen hava hızı ve sıcaklığı değerleri

İletim Sistemi I			
Vantilatör devri (min ⁻¹)	Siklon çıkışındaki hava hızı (m/s)	Hava sıcaklığı (°C)	
2200	16.12±1.22	28.3	
2400	19.17±1.46	28.0	
2600	24.79±0.99	28.1	
İletim Sistemi II			
Vantilatör devri (min ⁻¹)	Siklon çıkışındaki hava hızı (m/s)	Hava sıcaklığı (°C)	
2200	8.76±1.31	28.8	
2400	9.40±1.05	28.2	
2600	10.38±0.80	28.5	

Çizelge 8' de görüldüğü gibi her iki iletim sisteminde vantilatör devrinin artmasıyla siklon çıkışındaki hava hızı değerleri yükselmiştir, hava sıcaklığı değerleri ise yaklaşık 28 °C değerinde bulunmuştur.

Sistem Geometrisi

Sağlanan hava hızı ve işletme karakteristiklerine etkisi bakımından İletim Sistemi II' nin geometrisi, İletim Sistemi I' in geometrisinden daha uygun seçildiği söylenebilir. Siklon boyutlarının literatür değerleriyle karşılaştırılması Çizelge 9' da topluca verilmiştir. Çizelge 9 'un incelenmesiyle giriş kesitinin (G_k) çıkış kesitine (\check{C}_k) oranları dışındaki boyutların literatür değerlerine uymadığını söyleyebiliriz.

İşletme Karakteristikleri

İletim Sistemi I ve II' ye ait, 2600 m^{-1} vantilatör işletme devrinde, buğday ve fasulye tohumlarıyla ve farklı materyal iletim debilerinde, belirlenen güç tüketimleri, kırık tane oranları, karışım oranları (μ), özgül enerji tüketimleri (b_e), tıkanma ve ivmelendirme

devir sayıları, Çizelge 10' da toplu olarak verilmiştir. Çizelge 10 incelendiğinde şu sonuçlar çıkarılabilir. Buğday ve fasulye materyalleri için iletim debisi arttıkça, güç tüketim değerlerinin azaldığı görülmektedir. İletim debisinin artışı, hem buğday hem de fasulye materyalinde, kırık tane oranlarını yükseltmiştir. Fasulyedeki kırık tane oranı, buğdaya göre yaklaşık dört kat daha büyük saptanmıştır. İletim debisinin artışı, hem buğday hem de fasulye materyalinde tıkanma ve ivmelendirme devir sayılarını yükseltmiştir. Fasulyedeki tıkanma ve ivmelendirme devir sayıları, buğdaya göre daha yüksek bulunmuştur. İvmelendirme devirleri de her iki ürün için tıkanma devirlerinden daha büyük olarak gerçekleşmiştir. Karışım oranı, iletim debisi ile yükselmiştir. Fasulyenin karışım oranı buğdaydan daha büyük olmuştur. Özgül enerji tüketimi, materyal debisi artışıyla azalmıştır.

Çizelge 9. Siklon geometrileri (Varol ve Durmuş 1990; Sonsöz ve Özkürkçü, 1990)

Özellikler- Literatür değerleri	İletim sistemi I	İletim sistemi II
G_k/\check{C}_k (0.6.....1)	0.86	0.83
h_e/S_4 (0.7.....0.85)	0.63*	0.75
$b_e/(D_2/2)$ (0.5.....0.6)	1.85*	1.68*
$(D_3/2)/(D_2/2)$ (0.4.....0.5)	0.71*	0.68*
$S_2=(3-4)D_2/2$	310<390*-520*	290<375*-500*
$S_1=(3...4) D_2/2$	270<390*-520*	280<375*-500*
$D_1=(D_2/2)/2$	56>32.5*	45>31.25*
$S_3/D_2=5$	2.23*	2.28*
$S_2/D_2=3$	1.19*	1.16*
$D_1/D_2=0.375$	0.38*	0.4*

*Literatür değerine uymamaktadır.

Çizelge 10. 2600 m^{-1} vantilatör işletme devrinde iletim sistemlerine ait bazı işletme özellikleri

İletim sistemi I							
Materyal	İletim debisi (t/h)	Güç N (kW)	Kırık tane oranı (%)	Tıkanma devir sayısı (min^{-1})	İvmelendirme devir sayısı (min^{-1})	Karışım oranı	b_e (kWh/t)
Buğday	0.267	1.70	0.72	1200	1450	0.48	6.367
	0.528	1.60	0.87	1380	1870	0.95	3.030
	0.666	1.40	1.01	1410	1900	1.19	2.102
Fasulye	0.384	1.70	4.57	1450	2190	0.69	4.427
	0.561	1.60	4.64	1610	2215	1.00	2.852
	0.702	1.55	4.95	1850	2270	1.25	2.208
İletim sistemi II							
Materyal	İletim debisi (t/h)	Güç N (kW)	Kırık tane oranı (%)	Tıkanma devir sayısı (min^{-1})	İvmelendirme devir sayısı (min^{-1})	Karışım oranı	b_e (kWh/t)
Buğday	0.306	1.65	0.64	1510	1840	0.69	5.392
	0.468	1.60	0.68	1615	1890	1.06	3.419
	0.684	1.55	0.77	1710	1910	1.55	2.266
Fasulye	0.399	1.60	3.24	1770	2100	0.90	4.010
	0.666	1.55	3.01	2100	2270	1.51	3.327
	0.930	1.50	4.37	2170	2320	2.10	1.613

TARTIŞMA ve SONUÇ

Buğday ve fasulye ürünlerinin, harman makinelerinde bulunan pnömatik iletim sistemleriyle iletiminde, güç tüketimi, kırık tane oranı, tıkanma ve ivmelendirme devir sayısı, karışım oranı ve özgül enerji tüketimi gibi işletme özelliklerinde belirgin farklılıklar görülmüştür. Bu farklılığın nedeni, ürünlerin fiziko-mekanik özelliklerine bağlanabilir. Yaklaşık olarak aynı nem ve debi düzeylerinde, fasulyenin buğdaydan daha büyük kırık tane ve karışım oranı ile tıkanma ve ivmelendirme devir sayısı ortaya çıkardığı, buna karşın daha küçük güç ve özgül güç tüketimi gösterdiği söylenebilir. Ayrıca nem oranının artması durumunda da basınç düşümü ve güç tüketiminin yükseleceği belirtilmektedir (Flatow ve Siegler, 1969).

Pnömatik iletimde tıkanma tehlikesinin ortadan kaldırılması için hava hızının doğru olarak seçilmesi gerekmektedir. Tıkanma sınırı hava hızının bir fonksiyonudur. Hava hızı ise materyal özelliği ve boru çapına bağlıdır. Sistem I' in tıkanma devir sayısı Sistem II' den daha düşük bulunmuştur. Ancak, aynı çalışma devrinde Vantilatör I' in debisi dolayısıyla geliştirilen hava hızı, Vantilatör II' den daha yüksektir. Sistemlerin hava debileri arasında yaklaşık iki kata varan fark vantilatör geometrisi, özellikle de giriş çapı ile açıklanabilir. Hava hızının iletim debisi göz önüne alınarak değerlendirilmesi durumunda Sistem I tasarımının çok büyük hız ürettiği söylenebilir. Arun ve Akkoç, (1997), hava hızının 20 ile 35 m/s arasında olması gerektiğini bildirmişlerdir. Baker ve ark. (1984) makalelerinde, basınçlı tip bir pnömatik iletim sisteminde, mısır için yaptıkları denemede, 20 m/s sıkıştırılmaz hava hızında basınç düşümünün minimum değer aldığını ayrıca materyal debisi arttıkça özgül enerji tüketiminin azaldığını bildirmişlerdir. Segler (1934), pnömatik tesislerde uygun hava hızında tesisin tıkanmaması ve ürünün zedelenmemesi için, 2,5 kg/s materyal debisine kadar olan tesislerde, materyal debisinin fonksiyonu olarak hava hızının, $v(m/s)=1.5+20,7.m_k^{0,067}$ eşitliği ile hesaplanabileceğini vurgulamıştır (Petersen, 1975). Ayrıca, Sistem II' nin boru kesit alanı, Sistem I' den yaklaşık %20 oranında daha küçük olduğundan, Sistem II' nin debisi üzerine vanalama etkisi oluşturmuş, bu ise daha düşük debi daha yüksek basınç oluşmasına neden olmuştur. Bu sonuca göre, boru çapı ve vantilatör debisi dikkate alınarak daha düşük devir sayılarında çalışabilen

vantilatörlerin kullanılabileceği kanısına varılabilir (Çalışır, 1994).

Pnömatik ileticilerde, hava hareketlendirici olarak radyal vantilatörlerin kullanılmasının uygun olduğu söylenebilir. Çünkü 3450 mmSS (34,5 kPa) değerine kadar olan basınç düşümlerinin radyal tip vantilatörlerle karşılamak mümkün olabilmektedir (Srivastava ve ark.1993). Daha büyük basınç düşümleri için radyal vantilatörlerin devir sayısı ya da kademe sayısı artırılabilir veya blower (kompresör) olarak bilinen donanımlara gereksinim duyulmaktadır. Kullanılan vantilatörler, düşük basınç geliştirmelerine rağmen, sistemde oldukça yüksek sayılabilecek devirlerde çalışmaktadır. Aynı basınç değerleri için, çark geometrisine müdahale edilerek daha düşük devir sayılarında çalışabilen vantilatör tasarımı üzerinde çalışılması gerektiği söylenebilir. Yüksek devir sayısı hem enerji tüketimini hem de malzeme ömrü ve çalışma güvenliğini olumsuz yönde etkileyebilmektedir.

Paolim ve Engelbrecht-Schnür (1990), hücreli döner çarklı besleyicilerin, iletim debisi 7,2 t/h' den daha fazla olan tesislerde tercih edildiğini, 7,2 t/h debiye kadar olan tesislerde, imalat basitliği, bakım kolaylığı ve ekonomiklik nedeniyle enjektör tipi besleyicilerin kullanılması gerektiğini, ayrıca iletim hattında ayarlanabilir bir klappe kullanılarak, enerji tüketiminin % 20 oranında azaltılabileceğini belirtmişlerdir. Ancak besleyicinin dışarı hava vermemesi ve kesitinin ayarlanabilir olması, değişik cins ve debideki ürünlerin pnömatik iletimi için önerilmesi gereken bir başka husustur (Çalışır ve Haciseferoğulları, 1998).

Her iki sistemde kullanılan gerek siklon gerekse dirsek gibi armatürlerin boyutlandırılması ve imalatında gereken önemin verilmediği saptanmıştır. Bu durum hem basınç düşümünün artmasına hem de ayırma etkinliği ve tane kırılmasına neden olabilmektedir. Ackermann (1956)' a göre pnömatik iletimde kullanılan armatürlerin neden olabileceği basınç düşümü değerleri, filtrelerde 800- 1000 Pa, siklonlarda 800 Pa ve dirseklerde 100–1200 Pa 'dır (Kuhl, 1990).

Her iki iletim sisteminin, güç tüketim değerlerinde belirgin bir değişim görülmemiştir. Her iki iletim materyalinde söz konusu güç tüketim değerleri 1.55 ile 1.70 kW arasında bir değişim göstermiştir.

Kırık tane oranları; Sistemi I' de Sistem II' den daha büyük bulunmuştur, bu duruma yüksek hava hızının neden olduğunu söyleyebiliriz. Buğdayın fasulyeden daha düşük kırılma oranına sahip olması ise materyal özelliklerinden kaynaklanmaktadır.

Her iki iletim sisteminde karışım oranları (μ) 0.48 ile 2.10 arasında bir değişim göstermiştir. Taneli tarımsal materyallerin pnömatik iletiminde karışım oranının 10–20 arasında bir değerde olması gerekmektedir (Kuhl. 1990). Araştırmada bu karışım oranları çok düşük bir değerde bulunmuştur. Başka bir ifade ile iletim materyali debisi harman makinasının iş verimine bağlı olduğu için müdahale yapılamamaktadır, bu durumda iletim sistemlerindeki hava debisinin yüksek değerde olması elde edilen karışım oranı değerlerinin düşük olmasına neden olmuştur.

Materyal debisindeki artışa bağlı olarak özgül enerji tüketim değerleri azalma göstermiştir. Bu bulguya Baker ve ark. (1984) da ulaşmışlardır.

Araştırma sonuçlarına göre şu öneriler yapılabilir:

-Harman makinelerinin maksimum materyal debisi ve karışım oranı dikkate alınarak, hava debisi ayarlanabilir ve daha düşük devirde çalışan vantilatör çarkı tasarlanabilir.

-Uygun hava hızı sağlayacak boru çapı seçimi yapılmalıdır.

-Materyalin basınçlı hava içine bırakıldığı besleme düzeni, ayarlanabilir ve atmosfere hava sızdırmaz bir şekilde düzenlenmelidir.

-Siklon, taneli ürünleri daha etkin ayırabilecek şekilde boyutlandırılmalıdır.

-Vantilatör, boru, armatür, besleme düzeni ve siklon imalatında çok daha dikkatli davranılmalıdır.

LİTERATÜR LİSTESİ

- Anonymous, 1998a. Deney raporu. S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü. Rapor no: 98/347
- Anonymous, 1998b. Deney raporu. S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü. Rapor no: 98/388
- Anonymous, 2004. Tarımsal Yapı (Üretim, Fiyat, Değer). DİE Yayınları, Ankara.
- Arun, N., ve H. Akkoç, 1997. *Pnömatik İletim Temel Bilgileri*. TMMOB makine mühendisleri odası, oda yayın no.205, İzmir
- Baker, K.D., R.L.J. Strohshine, G.H Foster and K.J. Magee, 1984. Performance of a Pressure Pneumatic Grain Conveying System. ASAE Paper No: 84. 3515. Michigan
- Çalışır, S. 1994. Pozitif Basıncılı Pnömatik İletim Tesislerinde En Uygun Boru Çapının Belirlenmesi. S.Ü.Ziraat Fakültesi Dergisi 4(6), 48- 58.
- Çalışır, S. ve H. Haciseferoğulları, 1998. Pozitif Basıncılı Pnömatik İletim Tesislerinde Optimizasyon Olanakları. Tarımsal Mekanizasyon 18. Ulusal Kongresi, 612-618.
- Evcim, H.Ü., 1975. Türkiye'de İmal Edilen Harman Makinaları Üzerinde Bir Araştırma (Doktora Tezi). Bornova-İzmir.
- Flatow, J. und W. Siegel, 1969. Pneumatische Förderung von Körnermais in waagerechten Rohren. Grundlagen Landtechnik:19/4. Hohenheim.
- Gökelim, A.T., 1983. *Endüstriyel Fan ve Kompresör Tesisleri*. Birsen Kitapevi Yayınları, İstanbul
- Hesse, T.,1984. *Pneumatische Förderung*, Grundlagen aus Praktischer Sicht. Helen M. Birinkhaus Verlag. Braunschweig.
- Kuhl, R.B., 1990. Pneumatische Förderung Landwirtschaftlicher Produkte Mittels Sleysengeblaesen. Zur Erlangung der Doktorwürde der Agrarwissenschaftliche Fakultät Der Christian-Albrechts-Universitaet Keil.
- Matthies, H.C., 1969. *Pneumatische Förderung*. Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule. Vorlesung. Braunschweig.
- Paolim, K., und E.D. Engelbrecht-Schnür, 1990. Optimierung von Pneumatischen Druck Förderanlagen. Landtechnik 6/90, 226-228.
- Petersen, H.,1975. Wahl des Rohrdurchmessers für Pneumatischen Flugförderanlagen im Druckbetrieb. Grundlagen Landtechnik 25 Nr.1: 11-15.
- Polat, M. 1991. *Pnömatik Konveyörler*. Mühendislik ve Makine Dergisi: (32) 381. Ankara.
- Segler, G. und W. Hutt, 1979. Pneumatische Fördersysteme und Beitrag zur Berechnung der Flugförderung. Grundlagen Landtechnik 29/1:13-19.
- Segler, G., 1951. *Pneumatic Grain Conveying*. Eigenverlag. Braunschweig.
- Siegel, W.,1983. Berechnung von Pneumatischen Saug- und Druckförderanlage und Heben 33, Nr. 10, 737-740.

Sonsöz, A. ve Y. Özkürkçü, 1990. Siklonların Verim Açısından Optimum Tasarımı. Mühendis ve Makine:31(364): 31-34.

Srivastava, A.,K., E. Corroll, R.P. Rohrbach, 1993. Engineering Principles of Agriculturalmachines. ASAE Textbook Number 6, ISBN 0- 929355-33-4

Varol, A. ve A. Durmuş, 1990. Siklonların Teorik ve Deneysel Hesaplanması. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, cilt 13, sayı 1, 17-23

Yetkin, Ş. ve S. Çalışır, 1992. Bazı Tarımsal Ürünlerin Pnömatik Sistem ile İletilmesine İmkan Veren Deneme Düzeninin Oluşturulması Üzerine Bir Araştırma. S.Ü. Araştırma Fonu: Proje No: ZF-90/037. Konya.