

PNÖMATİK PÜLVERİZATÖRLER İÇİN RADYAL BİR KOMRESÖRÜN TASARIMI,
SİMÜLASYONU, PROTOTİP İMALİ VE PERFORMANS ANALİZİ¹

Abdurrazzak AKTAŞ*

Mustafa BALCI**

Tamer UÇAR***

* Z.KÜ.Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü 78050 Karabük, TÜRKİYE

** GÜ Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü 06500 Beşevler-Ankara, TÜRKİYE

*** YYÜ Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü 65080 Van, TÜRKİYE

ÖZET

Bu çalışmada; tarımsal ilaçlamada kullanılan radyal fanlı pnömatik bir sırt pülverizatörü için, düşük basınçlı radyal bir kompresörün tasarımı, simülasyonu, prototip imali ve performans testleri yapılmıştır. Tasarım çalışmalarından sonra prototip elemanların modelleri yapıp kalıplanarak alüminyum alaşımından dökülmüş ve talaşlı üretim işlemine tabi tutularak imalat ve montaj işlemleri tamamlanmıştır. Bunu takiben prototip pülverizatör kompresörünün performans testleri gerçekleştirilmiştir. Performans testleri ile ilgili olarak salyangoz çıkışında rotor hızına bağlı hava hızı, sıcaklığı ve basıncı, püskürtme borusundan itibaren değişik yatay mesafelerdeki hava jet hızları ölçülmüş ve enerji tüketimi testleri yapılmıştır. Deneysel bulguların analizinden; kompresör tasarımındaki teorik sonuçlar ile deneysel sonuçların uyum içinde olduğu görülmüş ve prototip kompresörün 2980 1/min, 4722 1/min ve 5835 1/min rotor hızlarında sırasıyla %36, %34 ve %28 efektif verim ile çalıştığı ve radyal fanlardan daha verimli olduğu saptanmıştır. Bu nedenle, pülverizatörlerde radyal kompresörün radyal fan yerine kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler; Radyal kompresör, radyal fan, pnömatik pülverizatör

DESIGN , SIMULATION , PROTOTYPE CONSTRUCTION AND PERFORMANCE ANALYZE OF
A RADIAL COMPRESSOR FOR PNEUMATIC SPRAYER

ABSTRACT

In this study; a radial compressor with low pressure was designed for an agricultural sprayer. A prototype compressor was constructed and simulated and experiments were conducted. After the design stage, models for prototype components were made of aluminum alloy. The construction process was completed with a turning table procedure. Performance tests of blowing units of prototype sprayer with compressor were accomplished. Air velocity, temperature and pressure at the volute were measured in relation with the performance tests. Air velocity at various horizontal distances from the air jet exit were also measured and energy consumption tests were done. This study showed that experimental results were in well agreement with the theoretical results of compressor design. Mechanical efficiencies of the constructed compressor were determined to be 36%, 34% and 28% at impeller speeds of 2980 rpm, 4722 rpm, and 5835 rpm, respectively. Therefore, it was shown that the costructed radial compressor was more efficient than the radial fan. In conclusion, It was suggested that the radial compressor could be used instead of radial fans in pneumatic sprayers.

Key words; Radial compressor, Radial fan, Pneumatic sprayer.

¹ Bu çalışma YYÜ araştırma fonu başkanlığı tarafından 99-MİM-041 numaralı proje olarak desteklenmiştir.

1.GİRİŞ

Nüfus artışına paralel olarak tarım ürünlerine olan talebin karşılanması, sınırlı tarım alanları sebebiyle, ancak birim alandan daha fazla ürün elde etme tekniklerinin kullanılmasıyla mümkün görülmektedir[1]. Bu amaçla, yoğun toprak işleme, gübreleme, sulama, ıslah çalışması yanında hastalık ve zararlılarla savaş çok önemli yer tutmaktadır.

Zararlı, hastalık ve yabancı otlarla mücadelede; karantina, kültürel savaş, biyolojik savaş, biyoteknik savaş, fiziksel savaş, kimyasal savaş gibi yöntemler kullanılmasına rağmen, gerek uygulama kolaylığı, gerekse etkisinin kısa sürede görülmesi nedeniyle, kimyasal ilaçlarla yapılan savaş diğerlerine tercih edilmektedir [2].

Bugün yerden uygulanan farklı fiziksel haldeki kimyasal bitki koruma ilaçları, pülverizatörler, tozlayıcılar, mikrogranüle uygulayıcıları toprak enjektörleri, fümigatuarlar ve sisleyiciler gibi değişik tarımsal ilaçlama makineleri ile bitki yüzeyine, toprak yüzeyine veya toprak içine iletilmektedir [2,3]. Bu makineler arasında en yaygın kullanılanları ise pülverizatörlerdir. Pülverizatörler de damla oluşturma ve damlaların hedefe iletilmesinde uygulanan yöntemlere göre;

- Mekanik (Hidrolik) pülverizatörler
- Hava akımlı mekanik pülverizatörler
- Hava akımlı (pnömatik) pülverizatörler
- Santrüfjü etkili (Döner diskli) pülverizatörler
- Hava akımlı santrüfjü etkili pülverizatörler
- Isı enerjisiyle çalışan (sis jeneratörleri) pülverizatörler
- Elektrostatik pülverizatörler olarak sınıflandırılabilir.

Türkiye’de, ilaç uygulamada genellikle hedef yüzeyin tamamen yıkanması amaçlandığından [4,5,6,7] bahçe ilaçlamasında (özellikle turunçgil) genellikle klasik tip püskürtme tabancalı hidrolik pülverizatörler kullanılmaktadır. Juste ve ark. (1990), belirli bir kaplama sağlayabilmek için, büyük çaplı damlalar ve aşırı miktarda püskürtme sıvısı (3000-9000 l/ha) gerektiğini, bunun da aşırı miktarda etkili madde kullanılmasına, aşırı enerji tüketimine (457 MJ/ha) ve iş gücü kaybına neden olduğunu belirtmişlerdir [6]. Hurst ve ark. (1991), tarafından yapılan bir çalışmada ise uygulanan ilacın %10-15’inin hedef zararlıya ulaştığını geri kalan %85-90 lık kısmının hedef dışına taşındığını bildirmiş olmaları [8], uygulanan ilacın büyük bir kısmının hedef dışına taşarak israf olduğu ve aynı zamanda önemli derecede çevreyi de kirlettiğini göstermektedir.

Ancak son on yılda ilaç uygulama tekniklerinde son derece önemli gelişmeler olmuştur. Hedef yüzeyin yıkanmasını sağlayan hidrolik pülverizatörler yerine artık hedef yüzey üzerinde yeterli sayıda ve büyüklükte damla oluşturabilen hava yardımcı veya havalı (pnömatik) pülverizatörler kullanılmaktadır. Pülverizatör ve ilaç uygulama teknikleri konusunda sağlanan gelişmelere paralel olarak, uygulanan ilaçların hedefi bulması oranı da artmıştır. Örneğin; test edilen üç hava yardımcı pülverizatör için uygulanan ilaçların %30-36 sının hedef dışında olduğu yani %64-70’inin hedefe ulaştığı tesbit edilmiştir [9]. Turunçgil yapraklarında tutunan ve düşen kayıpların araştırılması ile ilgili 1000-8000 l/ha hacim ilaç uygulamalı bir çalışmada kaybın %5-16 olduğu tesbit edilmiştir[10].

Günümüzde yaygın olarak kullanılmaya başlanan hava yardımcı veya havalı pülverizatörlerde basınçlı hava üreten esas kısım fan’dır. Yüksek debili, düşük basınçlı havanın gerektiği pülverizatörlerde aksiyal fan, düşük debi ve kısmen yüksek basıncın gerektiği pülverizatörlerde ise radyal fanlar kullanılmaktadır.

Yapılan literatür araştırmasından ve Türkiye’de pülverizatör üreten firmalara yapılan inceleme gezilerinden bu üniteye yeterince önem verilmeden üretildiği ve kullanıldığı [4,5,6,8,11], halbuki gerek fan ve salyangozun geometrik yapısı gerekse parçalar arasındaki uygun olmayan küçük bir boşluk, fanın verimini önemli miktarda etkilemektedir. Bu verimsiz çalışma hem enerji tüketimini hem de ürün girdisini arttırmaktadır.

Bu nedenle pülverizatörlerde kullanılmakta olan radyal fan ve fanın içinde döndüğü salyangozun alışlagelen yapısı yerine, aynı prensibe göre çalışan ancak kısmen yapısal farklılıklara sahip radyal kompresör çark ve salyangozunun kullanılmasının daha verimli olacağı, dolayısıyla enerji tüketiminin daha düşük olacağı düşünülmüştür. Bunun için bu çalışmada; radyal fanlı pülverizatörlere alternatif olabilecek, radyal kompresörlü prototip bir pülverizatör tasarlanmış, imal edilmiş ve performansı ölçülmüştür.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Deneysel Çalışmada Kullanılan Başlıca Araç ve Gereçler

Tasarlanıp imal edilen radyal kompresörlü prototip pülverizatör, 3 fazlı 3kW lık GAMAK marka elektrik motoru, SIEMENS marka dijital frekans değiştirici, ESEM marka üç fazlı dört telli aktif elektrik enerji sayacı, Pitot tüplü manometre, %10 hassasiyet ile 10-100.000 1/min arasında ölçüm yapabilen PROVA INSTRUMENT İNC.'a ait RM-1000 model dijital takometre, 0.01 m/s (1ft/dak) hassasiyet ile 0.25- 30m/s (50-6000ft/dk) arasında hava hızı ölçebilen AIRFLOW LCA 6000 döner kanatlı dijital anemometre ve 0.2 °C hassasiyet ile ölçüm yapabilen analog cıvalı termometre kullanılmıştır.

2.2. Yöntem

2.2.1. Kompresör tasarımı

Tasarlanan kompresörün çark dış çapı ve göz dibi çapı gibi esas boyutlar, çiftçiler tarafından yaygın olarak kullanılan Taral Makine Aletleri Sanayi A.Ş.'ne ait 512 M radyal fanlı pnömatik sırt pülverizatörü fan boyutları esas alınarak belirlenmiş. Kompresör gücü ile çarkın geri kalan boyut ve geometrisi, optimum tasarım sağlayacak deneysel bazı bulgular (dgd/dgu, b2/d2 vb.) göz önünde bulundurularak [12-19] aşağıda belirtildiği şekilde tasarlanmıştır. Kompresörü çevirmek için gerekli güç, Termodinamiğin I. Kanunu ve Euler Denkleminine göre;

$$\Delta \dot{W} = \dot{m} C_p (T_{03} - T_{01}) = \dot{m} f_p f_s U_2^2 \quad (1)$$

den bulunmuştur (gösterimler için semboller ve Çizelge1-2'ye bakılabilir). Ön sıkıştırıcı göz ucu açısı (β_{gu}) ve göz dibi açısı (β_{gd}) sırasıyla;

$$\beta_{gu} = \text{Arc.Tan} \frac{C_{x1}}{U_{gu}} \frac{360}{2\pi} \quad (2.a)$$

$$\beta_{gd} = \text{Arc.Tan} \frac{C_{x1}}{U_{gd}} \frac{360}{2\pi} \quad (2.b)$$

den bulunmuştur. Buna göre çark çıkışı kanat yüksekliği (b2);

$$b_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 C_{r2} \pi D_2} \quad (3)$$

ve mutlak hız yönü (α_2),

$$\alpha_2 = \text{ArcTan} \frac{C_{r2}}{U_2} \frac{360}{2\pi} \quad (4)$$

eşitliğinden bulunmuştur. Kompresör salyangozunun tasarımı Free Vortex'e (Serbest Girdap) göre çeşitli kaynaklarda [13,20] verilen;

$$\frac{A_\theta}{\bar{r}} = \frac{\theta}{2\pi} \frac{\dot{Q}}{C_o} \quad (5)$$

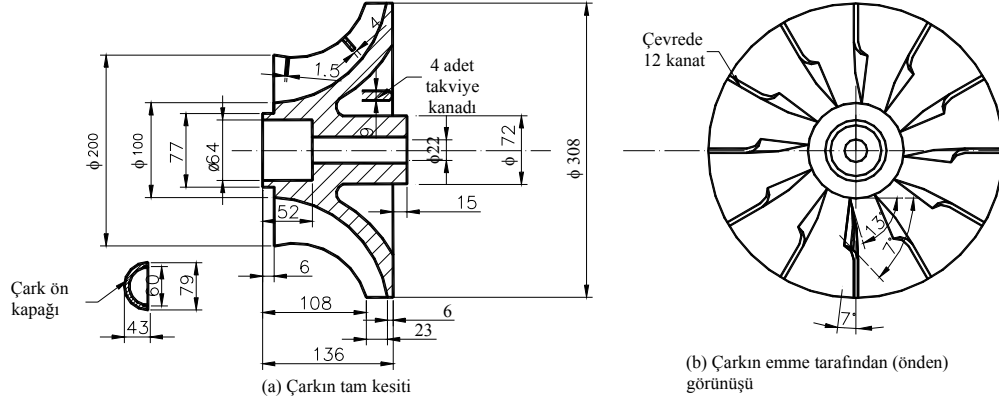
eşitliği kullanılarak, herhangi bir açıdaki salyangoz kesit çapını bulmak için de

$$D_{s\theta}^2 - \frac{2}{\pi} \left[\frac{\theta \dot{m} \rho_{02}}{2\pi C_o} \right] D_{s\theta} - \frac{4r_{vtd}}{\pi} \left[\frac{\theta}{2\pi} \frac{\dot{m} / \rho_{02}}{C_o} \right] = 0 \quad (6)$$

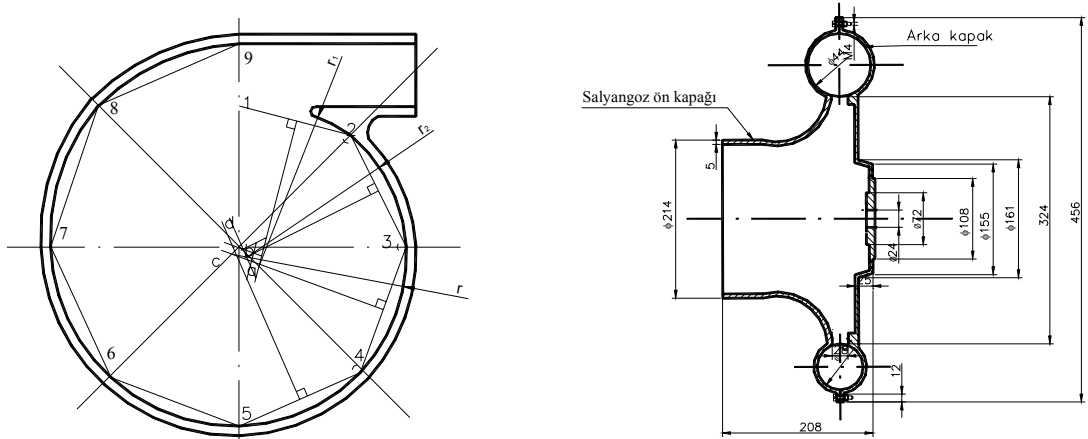
eşitliği türetilerek matematiksel analiz tamamlanmıştır. Matematiksel analize göre Turbo Pascal ile optimum tasarımı ve tasarım sonucuna göre simülasyonu yapan bir program hazırlanmıştır.

2.2.2. Kompresör imalat ve montajı

Kompresör ana boyut ve geometrisi belirlendikten sonra, hafiflik ve montaj durumu da düşünülerek çark ve salyangoz Şekil 1ve Şekil 2’de görüldüğü gibi tasarlandıktan sonra ağaç modelleri yapılmış ve kum kalıbında alüminyum alaşımından dökülerek imal edilmiştir. Döküm parçalar talaşlı üretime tabi tutulduktan sonra, mil, çark ön kapağı son ölçüsüne getirilmiş ve elektrik motoru, rulmanlı yataklar, ilaç deposu gibi hazır elemanlar da alındıktan sonra gerektiğinde ilaçlama yapılabilecek şekilde montajı yapılmıştır.



Şekil 1. Kompresör çarkı kesiti ve giriş tarafından görünüşü

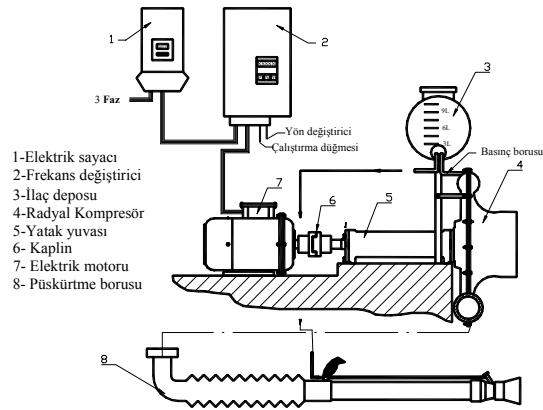


Şekil 2. Kompresör salyangozunun çizimi ve kesit resimleri

2.2.3. Kompresör performansının ölçülmesi

Kompresörün hem ilaçlama için uygun özellikte hava verip veremediğini hem de efektif verimini tesbit etmek amacıyla Şekil 3’te görülen deney düzeni kurulmuştur.

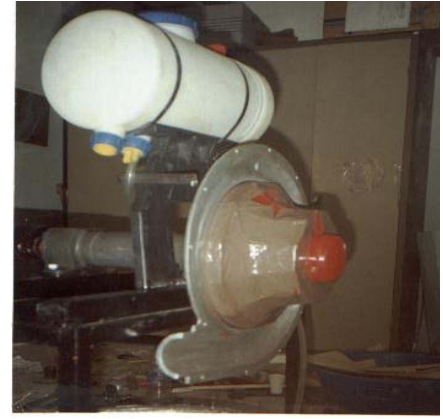
Kompresörün değişik rotor hızlarındaki çark girişi hava basıncı, hava hızı ve kompresör salyangoz çıkışı hava hızı, basıncı, sıcaklığı ile kompresörün yüklü ve yüksüz olarak tükettiği enerjiler ölçülmüş. Yüklü enerji tüketimi normal çalışma koşullarında yapılmıştır (Şekil 4a). Yüksüz enerji tüketimi testleri ise Şekil 5b’de görüldüğü gibi çark kanatları kanat şekline uygun olarak ambalaj bantı ile sarılmış ve salyangoz üst kapağı takılmadan (kompresör hava basmayacak şekilde) yapılmıştır.



Şekil 3. Deney düzeni



(a)



(b)

Şekil 4. Kompresörün (a) yüklü (b) yüksüz enerji tüketimi testi sırasındaki durumu

2.2.4. Kompresörün efektif veriminin bulunması

Elde edilen bulguların ışığında kompresörün değişik rotor hızlarındaki efektif verimleri (η_{ef}); Pçg Çark girişi statik basıncı, Pşç Salyangoz çıkışı toplam basıncı olmak üzere salyangoz çıkışı akışkan gücü ($\dot{W}_{sç}$);

$$\dot{W}_{sç} = \Delta P \dot{Q} = (P_{sç} - P_{çg}) \dot{Q} \quad (7)$$

dir [21-23] ve

$$\eta_{ef} = \frac{\dot{W}_{sç}}{\dot{W}_g} = \frac{\Delta P \dot{Q}}{\dot{W}_y - \dot{W}_{yz}} = \frac{\Delta P \dot{Q}}{\dot{W}_y - \dot{W}_{yz}} \quad (8)$$

eşitliğinden bulunmuştur.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan bilgisayar destekli tasarımın giriş (kabul) değerleri Çizelge 1'de ve çıkış değerleri de Çizelge 2'de görülmektedir. Prototip radyal kompresör bu bulgulara göre imal edilmiştir. Simülasyon ve deneysel bulgular ise Şekil 5- Şekil 9'da görülmektedir.

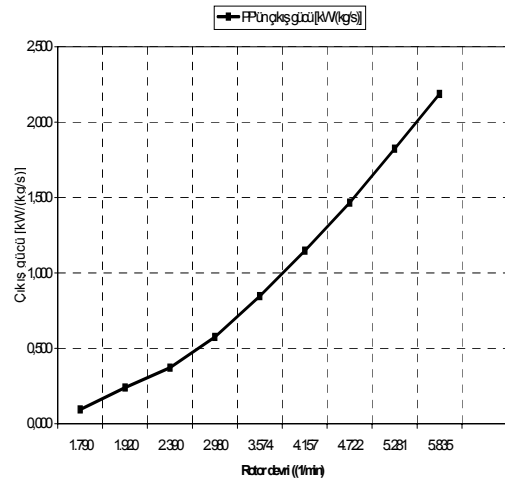
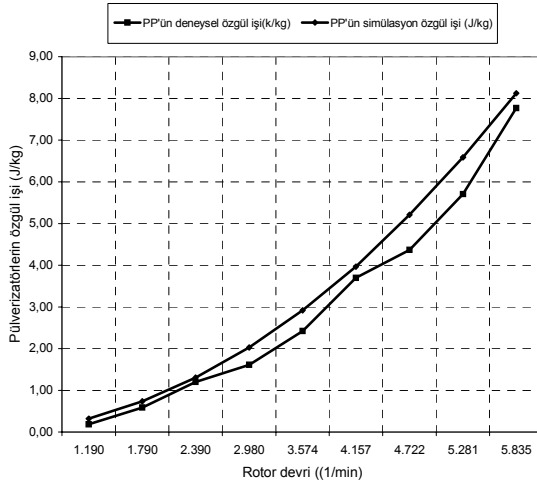
Bu bulgulara göre çark girişi statik basıncı simülasyon değerleri deneysel değerlerden genel olarak yüksek çıkmıştır (Şekil 5). Bunun yanında çark girişi hava hızı simülasyon değerleri deneysel hava hızı değerlerinden düşük bulunmuştur (Şekil 6). Basınç ve hava hızı farkları tasarım esnasında yapılan kabullere bağlı elde edilen hava hızı değerinin deneysel değerlerden bir miktar düşük çıkmasından kaynaklanmıştır. Özgül enerji tüketimini gösteren Şekil 6a'ya bakıldığında simülasyon ve deneysel enerji tüketimleri arasında önemli bir fark olmadığı görülmektedir. Salyangoz çıkışı hava jet hızının simülasyon ve deneysel değerleri Şekil 6b de görüldüğü gibi birbirine çok yakın olarak tesbit edilmiştir.

Çizelge 1. Tasarım Programı Giriş (kabul) Değerleri

Tasarım giriş değerleri			
Aksiyel Giriş Hızı İlk	Aksiyel Giriş Hızı İlk	(m/s)	150
Cp	Havanın sabit basınçta özgül ısısı	(J/kgK)	1005
P01	Havanın durgunluk basıncı	(Pa)	98000
T01	Havanın durgunluk sıcaklığı	(K)	305
Dgu	Çark göz ucu çapı	(m)	0,20
Dgd	Çark göz dibi çapı	(m)	0,10
N	Rotorun dakikadaki dönü sayısı	(1/min)	6000
Fp	Güç faktörü	(-)	1,04
Nu_iz	İzoentropik verim	(-)	0,85
M	Kütlesel Debi	(kg/s)	0,177
K	Özgül ısılar oranı	(-)	1,4
Dgu oran_Dcu	Çark göz ucu çapının Çark ucu çapı	(-)	0,65
Zk	Çark kanat sayısı	(Adet)	12
R	Gaz sabiti	(J/kgK)	287

Çizelge 2. Tasarım Programı Çıkış Değerleri

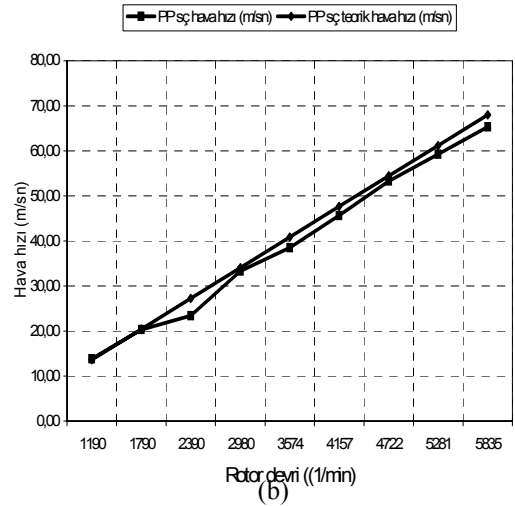
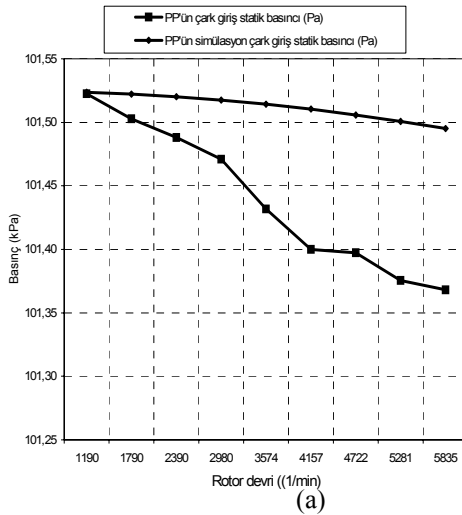
Tasarım çıkış değerleri			
C1x	Giriş aksiyel hızı	(m/s)	7,367
Ugd	Göz dibi teğetsel hızı	(m/s)	31,416
Ugu	Göz ucu teğetsel hızı	(m/s)	62,832
Ucu	Çark ucu teğetsel hızı	(m/s)	96,664
C2	Çark çıkış hızı	(m/s)	81,057
Cvtd	Volut temel dairesi çıkış hızı	(m/s)	77,172
Cvtvd	Volut temel dairesi teğetsel çıkış hızı	(m/s)	76,877
P2	Havanın çark çıkışı statik basıncı	(Pa)	102117,076
P02	Havanın çark çıkışı durgunluk basıncı	(Pa)	105938,091
Ro1	Havanın giriş yoğunluğu	(kg/m ³)	1,020
Ro2	Havanın çıkış yoğunluğu	(kg/m ³)	1,148
Dcu	Çark ucu çapı	(m)	0,308
Rvtd	Volut temel dairesi yarı çapı	(m)	0,162
Beta_gd	Göz dibi relatif hız açısı	(der.)	12,198
Beta_gu	Göz ucu relatif hız açısı	(der.)	6,688
Alfa_2	Havanın çark çıkışı mutlak açısı	(der.)	4,189
Alfa_vtd	Havanın Volut temel dairesi mutlak hız açısı	(der.)	5,215
b2	Çark çıkışı kanat yüksekliği	(m)	0,022
Delta_T	Toplam sıcaklık farkı	(K)	8,075
PO1	Kompresör sıkıştırma oranı	(-)	1,081
Fs	Kayma faktörü	(-)	0,835
Co	Sabit sayı	(m ² /s)	12,419
W_komp_teo	Teorik kompresör gücü	(kW)	1,4364
Belirli açılarda salyangoz kesit çapları (m)			
X1(45°)	45° Salyangoz kesiti		0,02118
X2 (90°)	90° Salyangoz kesiti		0,03034
X3 (135°)	135° salyangoz kesiti		0,03754
X4 (180°)	180° salyangoz kesiti		0,04372
X5 (225°)	225° salyangoz kesiti		0,04924
X6 (270°)	270° salyangoz kesiti		0,05431
X7 (315°)	315° salyangoz kesiti		0,05903
X8 (360°)	360° salyangoz kesiti		0,06347



(a)

(b)

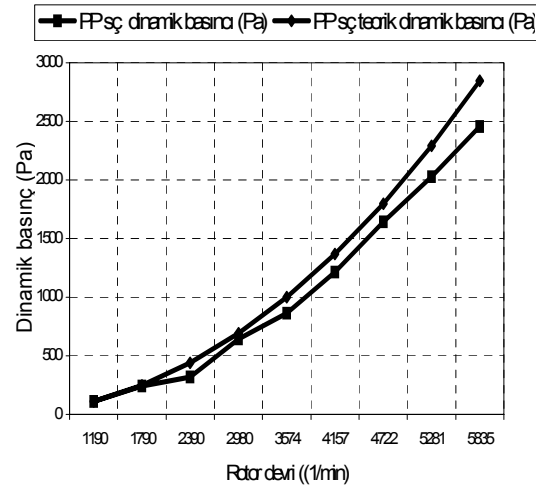
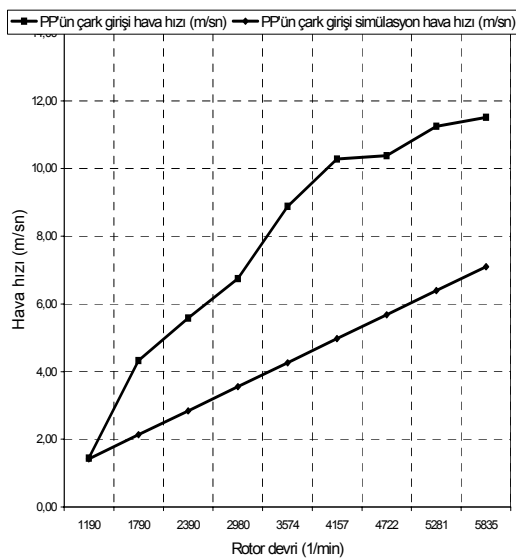
Şekil 5. Kompresörün (a) çark girişi statik basıncı (b) salyangoz çıkışı dinamik basıncı



(a)

(b)

Şekil 6. Kompresörün simülasyon ve deneysel (a) çark girişi özgül işi (b) salyangoz çıkışı özgül işi



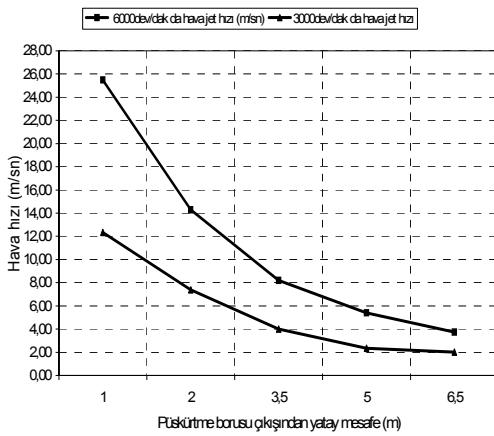
(a)

(b)

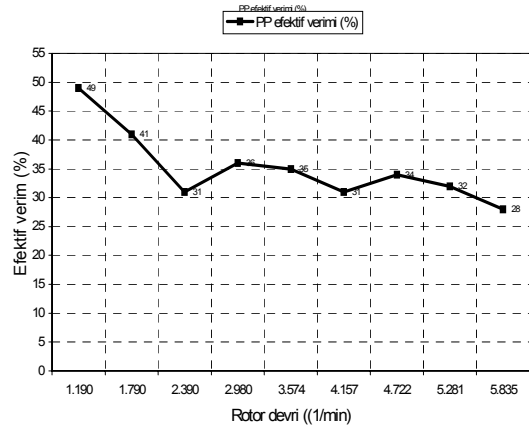
Şekil 7. Kompresörün simülasyon ve deneysel (a) çark girişi hava hızı (b) salyangoz çıkışı hava hızı

Yeterli bir ilaçlamanın yapılabilmesi için ağaç tac girişinde hava jet hızının yaklaşık 12 m/s olması gerektiği belirtilmektedir [2,24,25]. Yapılan denemelerde bu özelliklerde havanın ancak kompresörün 3000 1/min rotor hızlarından itibaren sağlanabildiği görülmüştür. Kompresörün 3000 1/min ve 6000 1/min rotor hızı için püskürtme borusu çıkışından itibaren yatay mesafeye bağlı hava jet hızı Şekil 8’de görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi 3000 1/min dan daha yüksek rotor hızlarında hava hızı belirtilen hız limitinin üstüne çıkmaktadır. Bu durumda ağaç yapraklarının hava akışı ile paralel hale gelmesi ve ilaç alamama riski nedeniyle püskürtme borusu çıkışı ile ağaç tacı arasındaki mesafenin artırılması veya püskürtme borusu ucuna bir yayıcı (difüzör) takılması gerekmektedir.

Efektif verim ise; Şekil 9’da görüldüğü gibi pülverizatörün kullanılabileceği 3000-5000 1/min rotor hızlarında %34-%36 arasında değişmektedir. Aynı amaçla tasarlanıp imal edilen aksiyal fanın %32 lik efektif verim elde edilmiştir [26]. Aksiyal fanlar yapıları nedeniyle radyal fanlardan %3-5 daha verimli oldukları [27] gözönünde bulundurulduğunda, prototip radyal kompresörün efektif veriminin radyal fanın %7-8 oranında daha yüksek olacağı söylenebilir.



Şekil 8. Kompresörün 3000 1/min ve 6000 1/min’de yatay mesafeye bağlı hava jet hızı (m/s)



Şekil 9. Kompresörün değişik rotor hızlarındaki efektif verimleri

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Radyal kompresörün tasarımı ve simülasyonu ile amaçlanan değerlerle, bu kompresörün deneysel sonuçlarının birbirine çok yakın olduğu tesbit edilmiştir.

Prototip pülverizatör kompresörünün yeterli bir ilaçlama için istenilen hızdaki havayı, püskürtme borusu çıkışından yatay olarak 1m uzaklıktaki bir mesafede yaklaşık 2500-3000 1/min rotor hızından itibaren sağladığı görülmüştür.

Prototip pülverizatör kompresörünün 2980 1/min, 4722 1/min ve 5835 1/min rotor hızlarında sırasıyla %36, %34 ve %28 efektif verim ile çalıştığı ve optimum hızın 3000-4500 1/min olduğu söylenebilir.

Tasarlanan makina ile mevcut radyal fan verimleri kıyaslandığında prototip kompresörün daha yüksek verimle çalıştığı saptanmıştır. Dolayısıyla, günümüzde tarımsal ilaçlamada benimsenen standart pnömatik sırt pülverizatörlerinde yer alan radyal fanlar yerine bu çalışmada geliştirilen prototip pülverizatör kompresörünün kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Kompresör rotoru tarafından akışkana transfer edilen enerjinin püskürtülen havaya optimum hızı kazandırmasından sonra, hem yaprakların hava akışı ile paralel hale gelerek ilaç almama durumunu önlemek hem de püskürtülen ilacın sürüklenmesini azaltmak için örneğin bir difüzörün kullanılması gerekir. Bu durumda mesafe oranına bağlı hız düşüş oranında da bir azalma kaydedilecektir. Dolayısıyla daha kalın taçlı ağaçlar ilaçlanabilecektir.

Prototip pülverizatörün bahçe şartlarında (deneme amaçlı özel boya-iz maddeleri kullanılarak) ön denemeleri yapılmış ve elde edilen bulgulara göre standart bir ilaçlamanın sağlanabileceği sonucuna varılmıştır. Bu konudaki detaylı çalışmaların sürdürülmesi gerekir.

Prototip kompresör çark ve salyangozunun imalat şartlarından kaynaklanan gereksiz ağırlık mahsurunu gidermek ve verimini arttırmak için, mukavemet analizinin yapılarak et kalınlıklarının düşürülmesi, çarkın daha hafif alaşım veya sert plastikten dökülmesi ve dökümün daha ideal şartlarda gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Değişik kanatlı çarklar ile difüzörlü salyangozların tasarımı üzerinde çalışılmalıdır. Salyangoz veriminin arttırılmasına yönelik çalışmaların yapılması da şüphesiz bu alanda yapılacak katkılar bakımından büyük önem taşır.

SEMBOLLER

Semboller	Açıklamalar
A	Alan (m^2)
b	Çark kanat yüksekliği (m)
C	Mutlak hız (m/s),
CP	Sabit basınç özgül ısısı (kJ/kgK)
Co	Hız momentumu (m^2/s)
D	Çap (m)
f	Faktör
m	Kütleli debi (kg/s)
P	Basınç, statik basınç (Pa veya kPa),
\dot{Q}	Hacimsel debi ($m^3/saat$),
r	Yarıçap (m), rotor
\bar{r}	Salyangoz akış yolu merkezinin rotor eksenine uzaklığı (m)
T	Mutlak sıcaklık (K)
U	Çevresel hız (m/s),
\dot{W}	Kompresör gücü, akışkan gücü (kW)
α	Mutlak hız açısı (derece)
β	Relativ hız açısı, kanat açısı (derece)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
θ	Dönme açısı (derece)
η	Verim

Alt indisler

0	Durgunluk durumu
1	Çarka girişi
2	Çarktan çıkış,
3	salyangoz çıkışı
çu	Çark ucu
ef	Efektif
g	Giren
gd	Göz dibi
gu	Göz ucu
P	Güç
r	Radyal,
s	Kayma, salyangoz
sç	Salyangoz çıkışı
sg	Salyangoz girişi
t	Teğetsel
X1	Aksiyal, aksenal
vtd	Volut (salyangoz) temel dairesi
Y	Yüklü
Yz	Yüksüz

KAYNAKLAR

1. Dursun, E., Çilingir, İ., **Pülverizasyon Karakteristikleri ve Buna Etkili Faktörler** Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Baskı Ofset Ünitesi, Ankara., (1991)
- 2.. Yağcıoğlu, A., **Bitki Koruma Makinaları**, E.Ü. Ziraat Fak., Ofset Basımevi. Bornova-İzmir ,(1993)
3. Bayat A., **Tarımsal Savaş Mekanizasyonu**, Çukurova Ün. Ziraat Fak. Ofset Atölyesi, Adana. ,(1995)
4. Bayat, A., Zeren Y., “Meyve Bahçesi İlaçlamada Ağaç Üzerine Damla Taşımada Etkili Bazı Faktörler” **4. Uluslararası Tarım Mekanizasyon Ve Enerji Kongresi**, 1-4 Ekim 1990, Ankara.
5. Bayat, A., Zeren, Y., “Hava Akımlı Bahçe Pülverizatörlerinin Düşey Dağılımının Saptanması ve Dağılım Üzerine Etkili Bazı Faktörler”, **Tarımsal Mekanizasyon 13. Ulusal Kongresi**, 25-27 Eylül 1991, Konya.
6. Bayat, A., Zeren, Y. Ve Ulusoy, M, R., “Turuncgil Ağaçlarını İlaçlamada Kullanılan Bazı Pülverizatörlerin Bahçe Koşullarındaki Etkinliğinin saptanması”, **Tarımsal Mekanizasyon 14. Ulusal Kongresi**, 14-16 Ekim 1992, Samsun.
7. Başman, i. H., Bayat, A., “A New Air-Blast Sprayer for Citruces Spraying”, **7th International Congres on Agricultural Mechanization and Energy**, 26-27 May, 1999, Adana- Türkiye.
8. Bayat, A., “Pestisit Uygulamalarında Drift Oluşumu ve Driftin Azaltılmasına Yönelik Görüşler” **5 th. Int. Cong. On Mechanization and Energy in Agriculture**, 11-14 October 1993, Kuşadası Türkiye.
9. Pergher, G., Gubiani, R., Tonetto, G., “Foliar Deposition and Pesticide Losses From Three Air-Assisted Sprayers in a Hegdagrow Vineyard”, **Crop Protection**, Vol: 16, Issue: Febr. 1997, pp 25-33
10. Cuningham, G.P., Harden, J., “Reducing Sprays Volumes Applied to Mature Citruces Trees”, **Crop Protection**., 17(4): 289-292, (1998)
11. Derksan, R.C., Gray, R.L., “Deposition and Air Speed Patterns of Air-Carrier Apple Orchard Sprayers” **Transaction of The ASAE**., 38(1):5-11, (1995)
12. Dixon, S.L., Fluid Mechanics, **Thermodynamics of Turbomachinery**, Pergamon Press Ltd., Headington Hill Hall, Oxford ox3 OBW, England, (1979)
13. Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamuttoo, H.I.H., **Gas Turbine Theory**, Longman Group Ltd, U.K., (1982)
14. Perdichizzal, A., Savini, M., “Aerodynamic and Geometrical Optimization for the Design of Centrifugal Compressors”, **INT-J-HEAT-FLUID-FLOW**, vol. 1, pp. 49-55., (1985)
15. Balcı, M., **Dört zamanlı Türboşarj Direk Püskürtmeli Bir Dizel Motorun Bilgisayar ile Simulasyonu (Doktora Tezi)** Gazi Ün. Fen Bil. Enst., Ankara., (1986)
16. Cumpsty, N, A., **Compressor Aerodynamics**, Longman Group Ltd., UK., (1989)
17. Schoonmaker, P. M., “Preliminary Experiance with an Expert System Providing İnitil Centrifugal Compressor Sizing for Performance Prediction and Analysis” , **Transaction of ASME**, New York., (1991)
18. Öztürk, E., **Turbo Makinalarda Akış**, Birsen Yayınevi, Cağaloğlu –İstanbul., (1997)
19. Çetinkaya, S., **Gaz Türbinleri**, Nobel Yayın Dağıtım” Ankara, (1999)
20. Whitfild, A., Baines, N, C., **Design of Radial Turbomachines** Longman Group UK Limited, England, (1990)
21. Gökelim, A.T., **Endüstriyel Fan ve Kompresörler**, Birsen Yayınları, İstanbul, (1983)
22. Özgür, C., Yazıcı, F., **Pompalar, Vantilatörler, Kompresörler**, İTÜ. Makine Fak. Ofset Atölyesi, İstanbul, (1994)
23. Örs, H., **Akışkanlar Mekaniği**, Boğaziçi Üniversitesi Matbaası, İstanbul, (1999)
24. Zeren, Y., **Pnömatik Pülverizasyonların Karakteristikleri ve Tarımda Kullanılma Olanakları** Ç.Ü. Ziraat Fak. (seminer), Adana, (1973)
25. Reichard, D.L., Fox, R, D., Braze, R; D., Hall, F; R.; “Air Velocities Delivered by Orchard Air Sprayers” **Transaction of The ASAE**, 22(1):69-74., (1979)
26. Sreekala, G., Panday, K.P., Pandya, A.C., “Design and Performance Evaluation of Axial Flow Blower With a Guide Vane for Spraying Orchards” **Agricultural Mechanization ASIA, Africa and Latin America**, 1998 Vol. 19 No. 1.
27. Yahya, S, M., **Turbines, Kompresores and Fanes**, Tata Mc Graw-Hill Publishing Company Ltd . New Delhi, (1998)