

Emre Şahin
Mak. Yük. Müh.
Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
Ankara

Bilgin Kaftanoğlu
Prof.
Üretim Mühendisliği Bölümü
Atılım Üniversitesi
Ankara

Kahraman Albayrak
Prof.
Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
Ankara

Azmi Biçkes
Mak. Müh.
MÜSAN A.Ş.
Ankara

Ertuğrul Başeşme
Dr.
Punto Mühendislik
ODTÜ Teknokent
Ankara

Endüstriyel Tip Elektro-Hidrolik Vakumlu Süpürücünün Temizleme Sistemi tasarımı, İmalatı ve Deneylerinin Yapılması

Bu makalede, endüstriyel tip vakumlu süpürücü aracının tasarımı, analizi ve imalatı sunulmaktadır. Bu proje, T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı ve Müsan A.Ş. (Makina Üretim Sanayi ve Ticaret A.Ş.) tarafından desteklenmektedir. Amaç, elektrikle çalışan, sağlıklı (sıfır emisyon ve gürültüsüz) ve çevre dostu bir aracın, üç boyutlu modelleme tekniği kullanılarak yeniden tasarlanması ve üretilmesidir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ve sonlu elemanlar analizleri yapılarak tasarım geliştirilmiştir

Tüm alt sistemler, merkezi bir elektrik motoru tarafından tahrik edilen hidrolik sisteme ait hidrolik motorlar yardımıyla çalışmaktadır. Temizlik sistemi, mekanik ve vakumlu temizleme sistemlerini içermektedir. Çöpler, fırçalar ve bir elevatör sisteminin yardımıyla toplanıp çöp haznesine boşaltılırken, tozlar aracın üzerindeki iki fan yardımı ile emilmektedir. Geliştirilen fanların performans karakteristiklerinin belirlenmesi için deney düzenekleri kurulmuş ve optimum sonuçlar elde etmek amacıyla deneyler yapılmıştır.

Anahtar kelimeler: Vakumlu Süpürücü, akışkan dinamiği, tasarım, imalat

1. GİRİŞ

Günümüzde vakumlu süpürücüler (sokak süpürücüleri) havaalanları, fabrikalar, ana cadde ya da sokak araları başta olmak üzere birçok alanda karşımıza çıkmaktadır.

Çevre dostu olan ve etkin bir temizleme sistemine sahip bir süpürücü tasarımı ve üretimi öncelikli amaçtır. Tasarım çalışmalarında Catia V5 ve SolidWorks 2009 yazılımlarından yararlanılmıştır. SAN-TEZ projesi kapsamında, bütün CFD çözümlerinde Punto Mühendislik'ten yardım alınmıştır. SAN-TEZ 00623.STZ.2010-1 proje numaralı "Elektrikli Vakumlu Temizlik Aracının Geliştirilmesi" isimli proje kapsamında, 00028.STZ.2007-1 numaralı projede tasarlanan aracın geliştirilmesi, yenilikçi eklerin yapılmış, imalat ve montajlar gerçekleştirilmiştir. Elektrikli-Vakumlu süpürücü araç, merkezi elektrik motoru ve bu motorun tahrik edeceği hidrostatik ve uç pompasından beslenen hidrolik motorlardan oluşacaktır. Hub-Motor bulunamaması sebebiyle bu aşamada elektro-hidrolik sistem tercih edilmiştir.

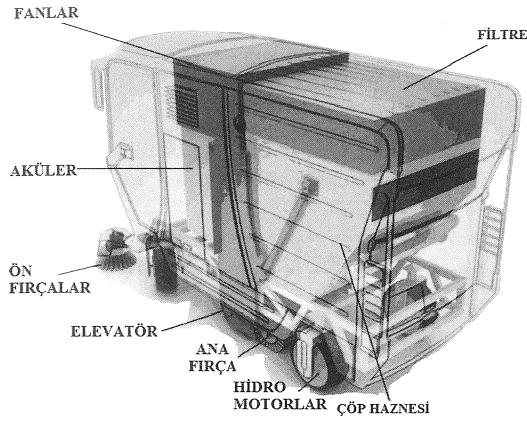
Süpürücü aracın temizleme sistemi mekanik ve vakumlu olarak tercih edilmiştir. Bu doğrultuda mekanik olarak elevatör sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir, vakum olarak ise iki adet 400 mm çaplarında radyal fanlar tasarlanmış ve imal edilmişlerdir. Bunun haricinde çöp haznesi, kabin gibi diğer kısımların da imalatları sağlanmış ve daha sonra sistem deneyleri gerçekleştirilmiştir.

00623.STZ.2010-1 numaralı proje kapsamında bütün bu yapılar yürütme sistemi (elektro-hidrolik) de dahil olmak üzere gözden geçirilecek ve aydınlatma, ergonomi ve yenilenebilir enerji (akü şarjı için) gibi seçenekler değerlendirilecektir.

2. TEMİZLEME SİSTEMİ

Temizleme sisteminde, vakumlu (fan sistemi) ve mekanik (elevatör sistemi) sistemleri birlikte kullanılacaktır. Çöp haznesi yaklaşık 1 m³ hacminindedir. Çöp haznesinin devrilmesi ve fırçaların yukarı aşağı hareketleri için hidrolik pistonlar kullanılmaktadır. Yeni tasarlanan araçta mekanik ve vakumlu temizleme sistemleri birlikte çalışmaktadır. Elevatör sisteminin amacı, büyük katı çöplerin

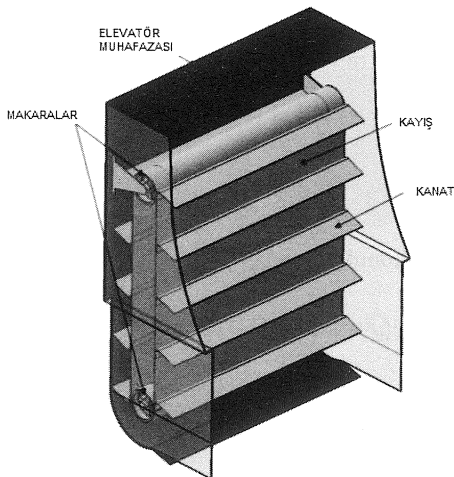
yerden kaldırılarak, belirli bir santrifüj kuvvetle çöp haznesine atılmasını sağlamaktır. Fan (Vakum) Sistemi ise mekanik çöp toplama işlemi sonucu oluşan tozların emilmesini sağlamaktadır.



Şekil 1. Alt sistemler (ExBxY=1250x3715x2200 mm)

2.1. Elevatör Sistemi

Temizleme Operasyonlarında, özellikle toz dışındaki ağır çöplerin yerden kaldırılarak cadde temizliğinin sağlanmasında elevatör sistemlerinin geniş bir kullanımı vardır. Elevatör sistemlerinin maden ocakları ve gıda üretimi gibi daha ağır yüklü uygulamalarında güç aktarımı için zincir-dişli mekanizmaları kullanılırken, ağır çevre şartlarında çalışmayacak cadde temizleme araçlarında ağırlık ve bakım şartları göz önünde bulundurduğunda güç aktarımında kayış-kasnak mekanizmaları kullanılır. SAN-TEZ projesi kapsamında yeni tasarlanan araçta da toz dışındaki ağır çöplerin yerden kaldırılarak çöp haznesine atılması için bir elevatör sistemi tasarlanmıştır. Elevatör sistemi, makaralardan (tanburlar), kayışta (bant) ve kanatlardan oluşmaktadır. Kanatlar kayışın üstüne monte edilmiştir. Tüm sistem sızdırmazlık sağlamak amacıyla bir muhafaza içerisine alınarak kapatılmıştır.



Şekil 2. Elevatör Sistemi Elemanları

2.1.1. Kutup Uzaklığının (l) Belirlenmesi

Elevatörün kanatlarına toplanan çöplerin çöp haznesine dökülebilmesi için çöplerin belirli bir hızda kanattan ayrılması gerekir. Bunun dışında Kutup Uzaklığı (l), devir (rpm) ve kanat (kepçe) yarıçapı olarak tanımlanan bazı değerleri içine alan hesaplamalar yapılmıştır. Bu değerler Şekil 3'de verilmiştir.

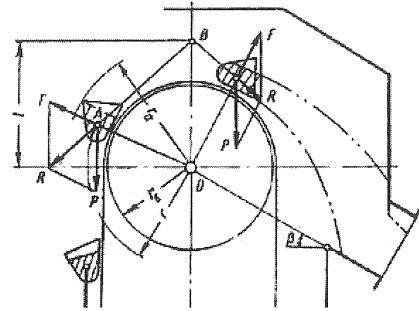
$$\frac{l}{r} = \frac{P}{F} = \frac{mg}{\frac{m}{r} \frac{v^2}{r}} \quad (1)$$

Buradan Kutup Uzaklığı (l):

$$l = g \frac{r^2}{v^2} = sbt \quad (2)$$

Ya da $n = \pi r n / 30$ yazılarak;

$$l = \frac{g r^2 30^2}{\pi^2 r^2 n^2} = \frac{895}{n^2} \quad (3)$$

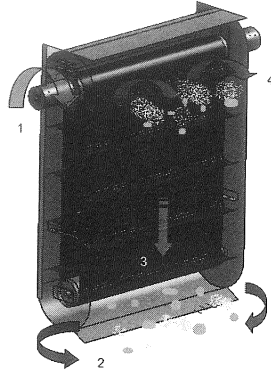


Şekil 3. Kutup Uzaklığının Belirlenmesi [1]

$l < r_b$ olduğu zaman ve kutup noktası kasnak çemberinin içine düşüyorsa santrifüj kuvvetin ağırlık kuvvetinden önemli ölçüde büyük bir değerde olduğunu ve kepçe içindeki bütün yük parçacıklarının kepçe dış duvarlarına doğru hareket ettiklerini; yani boşaltmanın santrifüj türden olduğu kanıtlanmıştır. $l > r_a$ olduğu zaman ağırlık kuvveti santrifüj kuvvetten büyüktür ve kepçeler ağırlıkla boşalır. $r_b < l \leq r_a$ ise boşaltma hem santrifüj hem de ağırlıklardır [1].

Şekil 4'de görüldüğü gibi:

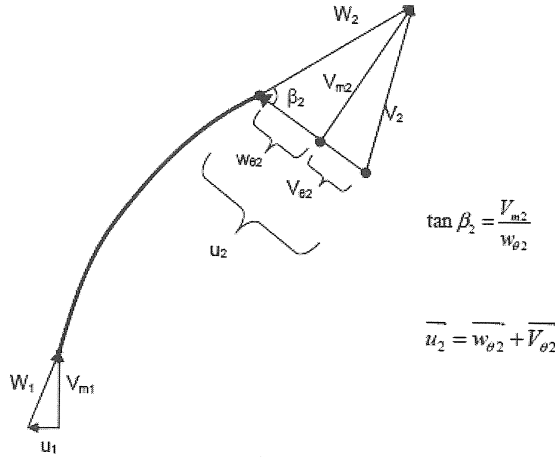
1. Hidrolik motoru 50-60 d/d'da bir dönme sağlar.
2. Yan fırçalar ve ana fırça yardımıyla çöplerin kanatlar tarafından toplanması sağlanır.
3. Elevatör kanatları çöpleri toplar.
4. Sistemin bir periyodundan sonra çöpler çöp haznesine atılır ve fan sistemi de çıkan tozları emer.



Şekil 4. Elevatör Çalışma Prensibi

2.2. Vakum (Fan) Sistemi

Yeni tasarlanan araçta kullanılmak üzere mevcut araçta kullanılmış santrifuj fan, gerek kanat tipi gerekse kanat sayısı olarak geliştirilmiş, analiz ve deneyleri gerçekleştirilmiştir. Mevcut araçta kullanılan fan, bunun haricinde farklı kanat tiplerindeki fanlar (düz ve eğik tip) da AMCA standardına göre üretilen deney düzeneklerinde test edilmiştir. Sonuç olarak, yapılan hesaplamalar, deneyler ve CFD analizleri neticesine göre, öngörülen sistem çalışma noktası ve güç tüketimi değerlerini optimize edecek şekilde iki adet 10 Kanatlı (Düz) fan üzerinde karar kılınmış ve diğer temizleme sistemlerinin de araca entegrasyonu beraber sistem deneyi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5. Fan Kanatlarında Oluşan Hız Vektörleri

Tablo 1. Müsan Fan Karakteristik Verileri

KANAT GİRİŞ AÇISI	β_1	29.5
KANAT ÇIKIŞ AÇISI	β_2	26
GİRİŞ YARIÇAPI (mm)	R1	63.5
ÇIKIŞ YARIÇAPI (mm)	R2	122.85
KALINLIK (mm)	B	32

Kanat hızları $W_2, V_m, u_2, V_{\theta 2}$ and $w_{\theta 2}$ olmak üzere (W : Bağlı hız, V_m : Ortalama Hız, u : Çevresel hız, bkz. Şekil 5)

Debi deneysel olarak da 3078 rpm'de, $Q=0.076 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak gözlenmiştir. Diğer veriler de Tablo 1'den alınarak kanat hızları aşağıdaki gibi hesaplanmış ve Tablo 2'de bütün sonuçlar karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Yeni tasarlanan araçta kullanılacak fanın kanat hızlarının belirlenmesinde ve benzeşim yapılmasında Tablo 2'deki sonuçlardan yararlanılmıştır.

$$N_1 = 3078 \text{ rpm}$$

$$V_m = \frac{Q}{2\pi R_2 B} \quad (4)$$

$$V_m = \frac{0.076}{6.28 \times 0.122 \times 0.032} \Rightarrow V_m = 3.08$$

$$u_2 = W_2 \times R_2 = \left(\frac{2\pi N}{60} \right) \times R_2 \Rightarrow u_2 = 39.57 \quad (5)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{V_m}{w_{\theta 2}} \quad (6)$$

(6)'da değerler yerine konulursa:

$$\tan 26^\circ = 0.48 = \frac{V_m}{w_{\theta 2}}$$

$$w_{\theta 2} = 6.31$$

$$u_2 = w_{\theta 2} + V_{\theta 2} \quad (7)$$

$$V_{\theta 2} = 33.26$$

(6) ve (7) ile bulunan sonuçlar (8)'de yerine yazılırsa:

$$H = \frac{1}{g} \times u_2 \times V_{\theta 2} = \frac{1}{9.81} \times 39.57 \times 33.26 \Rightarrow \quad (8)$$

$$H = 134.16 \text{ m}$$

$$\Delta P = \rho g H = 1.2 \times 9.81 \times 134.16 \Rightarrow \quad (9)$$

$$\Delta P = 1.58 \text{ kPa}$$

(9) yerine konulduğunda:

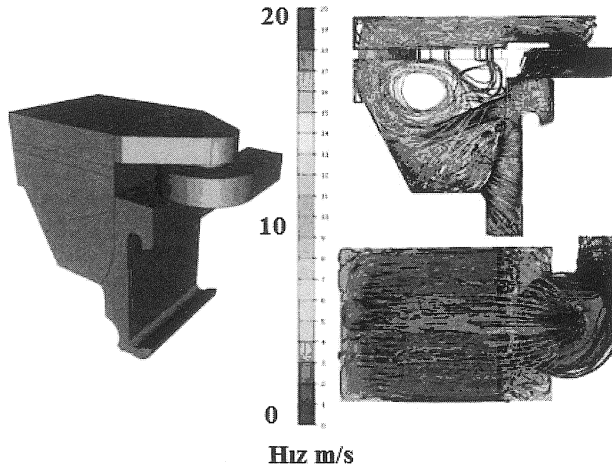
$$P_f = \Delta P \times Q = 1.58 \times 0.076 \Rightarrow P_f = 0.12 \text{ kW}$$

Tablo 2. Mevcut Müsan Fan Kanat Hızları

EĞİK KANATLI FAN KANAT HIZLARI (m/s)					
DEVİR rpm	V_{m2}	w_{θ}	u_2	V_{θ}	H (m)
3098	3.03	6.21	40.53	34.323	141.82
4926	4.62	9.47	64.45	54.98	361.17
6198	6.05	12.41	81.10	68.67	567.69
DÜZ KANATLI FAN KANAT HIZLARI (m/s)					
DEVİR rpm	V_{m2}	w_{θ}	u_2	V_{θ}	H (m)
3098	5.57	5.58	40.53	34.95	144.42
4926	9.95	9.96	64.45	54.49	357.97
6198	12.34	12.35	81.09	68.74	568.21

2.2.1 CFD Analizleri

CFD analizleri için Punto Mühendislik'ten yardım alınmıştır ve CF Design programı anlaşılır arayüzü ve işlem kolaylığı sağlaması sebebiyle tercih edilmiştir. Bu analizler belirli büyüklükteki katı parçaların kaldırılması için gerekli hızlar (10-15 m/s) için gerçekleştirilmiştir. 2.6 m³/s ve 900Pa civarında ihtiyaç duyulan debi ve basınç farkı değerleri güç gereksiniminin fazla olması nedeniyle optimize edilmiştir ve paralel bağlı, 3000 rpm'de dönen iki adet fan için toplam 0.76 m³/s debi ve yaklaşık 2000Pa basınç değerlerine düşürülmüştür.

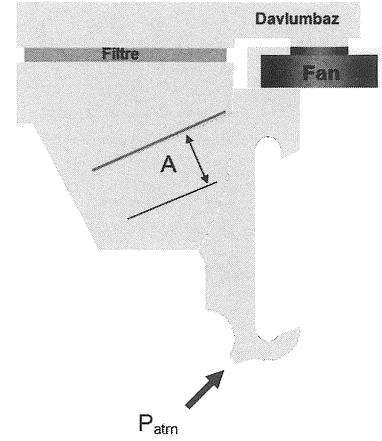


Şekil 6. Yeni Tasarım İçin CFD Analizi

$$A=0.207 \text{ m} \times 1.25 \text{ m} = 0.258 \text{ m}^2 \text{ (Bkz. Şekil 7)}$$

$V=10 \text{ m/s}$ durumunda gerekli hava debisi
 $Q=2.58 \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir.

Fan debisi olarak, $Q_{fan}=2.6 \text{ m}^3/\text{s}$ kullanılmıştır.
 Fan hızı 1500 rpm olarak tanımlanmıştır. (CFD)



Şekil 7. Temizleme Sistemi Kesiti

Alt sistemlerin çalışmasını gözlemlemek ve özellikle fanların araç üzerindeki performansını (çalışma noktasını) belirlemek amacıyla performans ve sistem deneyleri yapılmıştır. Bunun için öncelikle 8, 10 ve 12 Kanatlı fan rotorları (düz tip) imal edilmiştir. Bu fanların performans deneyleri ikinci ve daha büyük bir deney düzeneği kurularak gerçekleştirilmiş, sistem deneyi için gerekli alt sistemlerin (elevatör, çöp haznesi ve filtre) imal edilip araç üzerine montajları sağlandıktan sonra sistem deneyi yapılmış ve ölçümler alınmıştır.

Mevcut araçta kullanılan ve yeni tasarlanan araçta kullanılacak fanların performans deneyleri kurulan deney düzeneğinde test edilmiştir. Düzenek üzerinden hız, basınç ve güç değerleri alınmış, performans (P-Q) eğrileri elde edilmiştir.

2.2.2. Yeni Deney Düzeneği İmalatı

Yeni üretilen fanların denemelerinde, kesit boyunca oluşacak hızların yüksek olacağı öngörüldüğünde, ölçüm cihazlarının kapasitesi göz önünde bulundurulduğunda ve üretilecek düzeneğin ileride daha büyük fanların denenmesine imkân verebilmesi istendiğinden, önceki düzeneğin yetersiz kalacağı düşünülmüştür. Aşağıdaki hesaplama sonucunda boru çapı belirlenmiş, ucuz ve temini kolay olması sebebiyle PVC malzeme tercih edilmiştir.

Boru kesiti alanlara ayrılmış ve dijital hız ölçer ile ölçülen değerler ile debi bulunmuştur. Kullanılan U manometre ile basınç ve güç sonuçlarına ulaşılmıştır. Debi, deney düzeneği borusunun yedi adet daire dilimine ayrılan kesitlerden

alınan hız ve alanların çarpılıp toplamlarının alınmasıyla elde edilmiştir.

V_n (n=1...7): n'deki dilimdeki hız

A_n (n=1...7): n' deki dilim alanı olmak üzere:

$$\Sigma Q = V_1 A_1 + V_2 A_2 + V_3 A_3 + \dots + V_7 A_7 =$$

$$V_{13} A_{13} + V_{12} A_{12} + V_{11} A_{11} + \dots + V_7 A_7$$

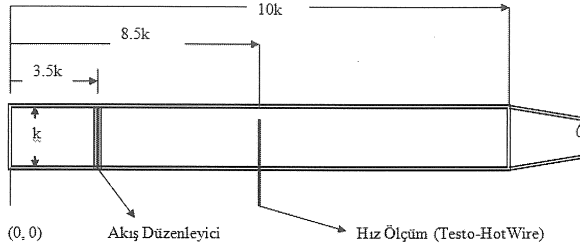
$$P_f = \Delta P * Q$$

k: orantı sabiti (çap)

AKIŞ DÜZENLEYİCİ: 3.5k

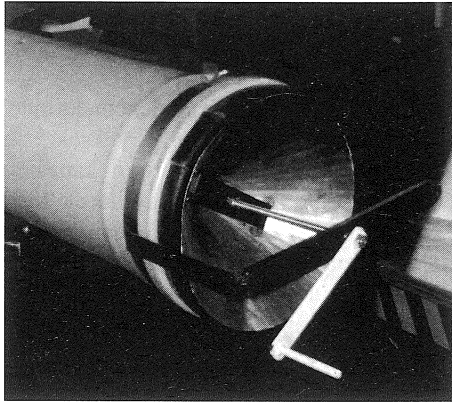
HIZ ÖLÇÜMÜ (PROB): 8.5k

KOMPLE BOY: 10k

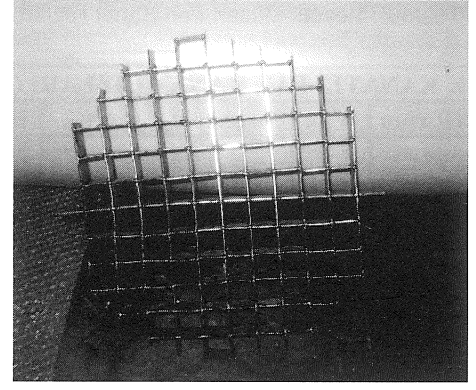


Şekil 8. Yeni Deneş Düzenegş Şematik Gösterimi[2]

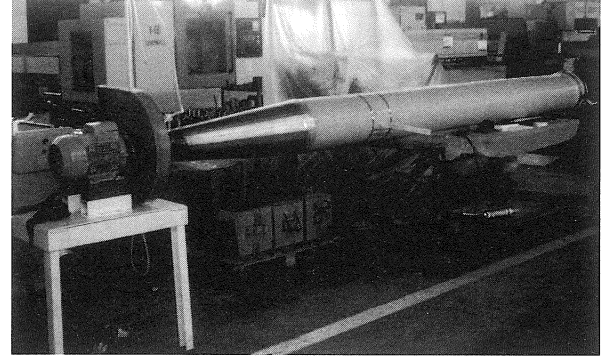
Boru çapına karar verildikten sonra AMCA standartlarına uygun olarak diğer boyutlar da belirlenmiş ve diğer parçalar da (akış düzenleyici, vana, prob sabitleyici) imal edilerek düzenek üzerine montajı yapılmıştır. Deneş düzenegş AMCA standartlarına göre tasarlanmış ve MÜSAN A.Ş. tarafından imal edilmiştir. Düzenek üzerinden AMCA standardına göre belirtilen noktalardan ölçüm cihazı probunun çapı büyüklüğünde delikler açılmış ve ölçümler alınmıştır.



Şekil 9. Akış Ayar Vanası

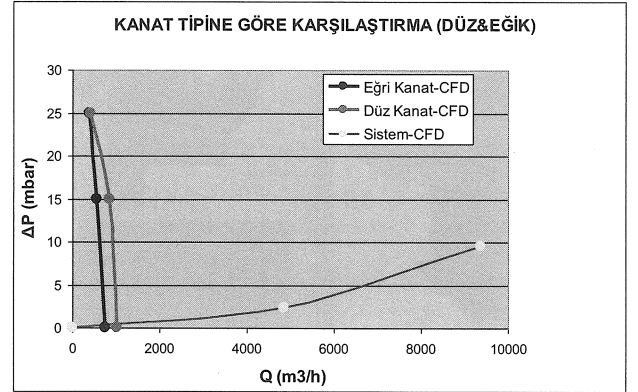


Şekil 10. Boru İçerisine Yerleştilen Akış Düzenleyici



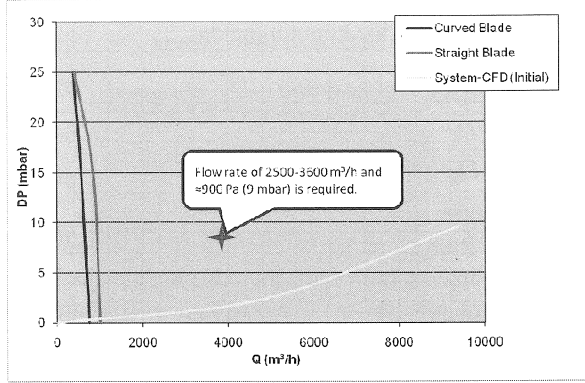
Şekil 11. Yeni Deneş Düzenegş Genel Görünüşü

Aşğıdaki şekilde de görüleceği gibi düz kanatlı fan (250 mm) eğik kanata göre daha iyi bir performans göstermektedir. Bu nedenle yeni araçta kullanılacak fanın düz kanatlı bir fan olması öngörülmüştür.



Şekil 12. Mevcut Fanların Performans Karakteristiği

Ancak, hesaplamalar ve CFD analizleri sonucunda çalışma noktasının Şekil 13’de işaretlenen noktada olması gerekmektedir. Bu sebepten farklı kanat sayılı (8, 10 ve 12) ve 400 mm çaplı yeni rotorlar imal edilmiş ve performans deneyleri yapılmıştır. Bunun sonucunda en uygun olanında karar kılınmıştır.

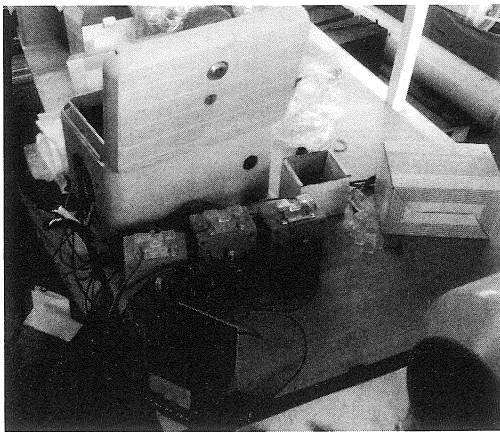


Şekil 13. Mevcut Fanlar ve Gereken Çalışma Noktası

2.2.3. Performans Deneyleri

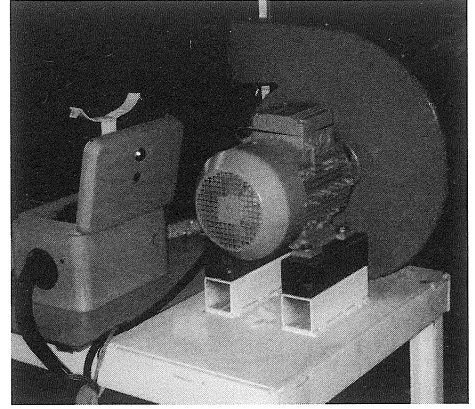
AMCA standartlarına göre kurulan deney düzeneğinde şekilde belirtilen noktalardan Hız, Sıcaklık ve Basınç Farkı değerleri ölçülmüştür. (Testo 435) Bunun dışında, önceki deneylerden farklı olarak aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi bir enerji analizörü sisteme dahil edilmiş ve motor üzerinden Devir, Volt, ve Amper değerleri almak yerine güç değerleri dijital olarak okunabilmektedir. Böylece daha sağlıklı ölçümler alınmış ve deneysel hatalar en aza indirilmiştir.

Mevcut Fan üzerinde 1000, 2000, 3000 ve 3600 rpm ‘de yapılan deneylere ait debi, basınç farkı, verim, fan ve motor ait güç sonuçları hesaplanmıştır. Bu değerleri içeren Basınç-Debi ve Verim-Debi eğrileri çizilmiştir.



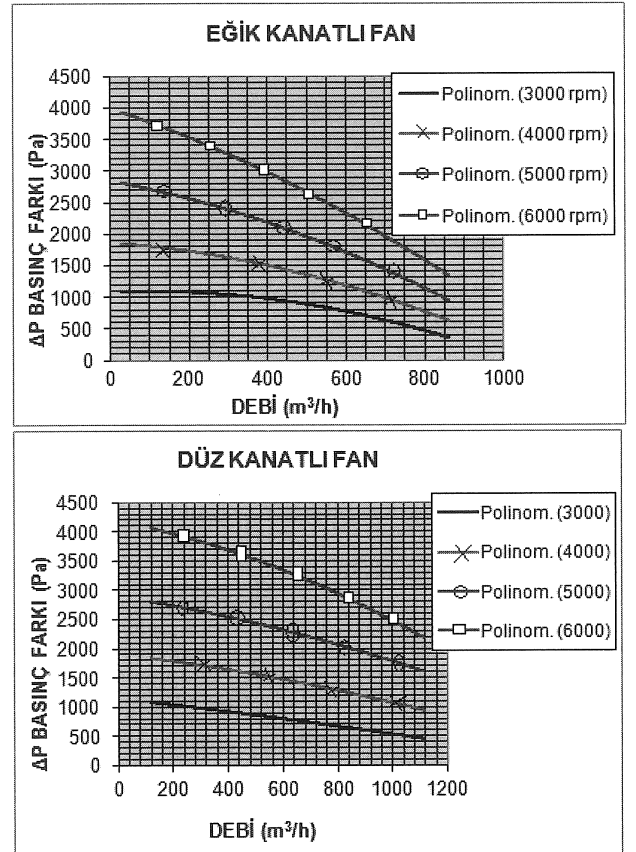
Şekil 14. Güç Ölçümleri İçin Enerji Analizörü

Şekil 15’de yeni üretilen fanın elektrik motoruna bağlanması ve invertör ile devir ayarı (frekans regülasyonu) görülmektedir.



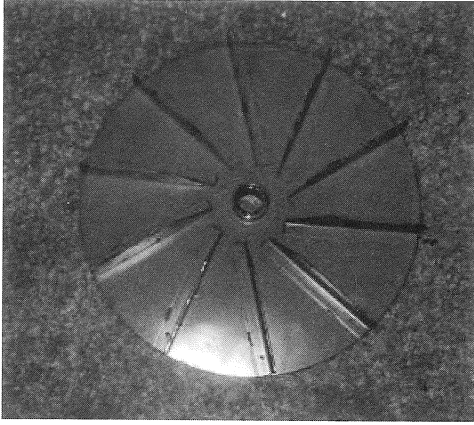
Şekil 15. Fanın Motora Bağlanması ve Hız Kontrolü

Mevcut fanların parametrelerini belirlemek ve gereken çalışma noktasına göre ne durumda olduklarını gözlemlemek için yapılan deneyler sonucunda elde edilen sonuçlar ve buna ilişkin performans eğrileri Şekil 16’de verilmiştir.

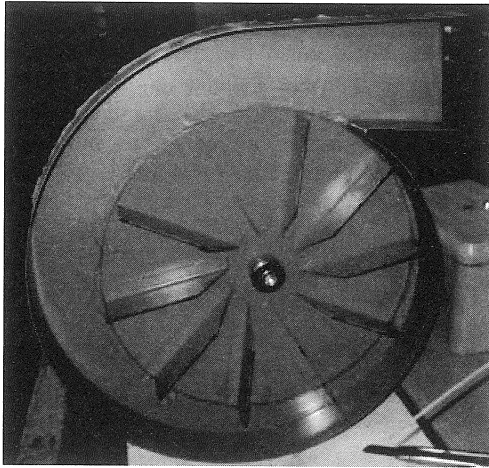


Şekil 16. Fanların Farklı Devirlerde Karşılaştırılması

400 mm çapında ve farklı kanat sayılarında rotorlar imal edilmiştir ve salyangoza montajı yapılmıştır.



Şekil 17. Fan Rotoru (400 mm)



Şekil 18. Rotorun Salyangoza Montajı (400 mm)

Rotor çapı belirlendikten sonra Tablo 3'de verilen değerler kullanılarak optimum kanat sayısı üzerinde çalışılmıştır[3]. Kanat sayısı (z) yaklaşık olarak 10 olarak hesaplandığından farklı kanat sayılarında (8, 10, 12) rotorlar imal edilmiştir ve çok sayıda ölçüm alınarak performans deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3. Rotor Parametreleri

Kanat Giriş Açısı (deg)	
β_1	45
Kanat Çıkış Açısı (deg)	
β_2	45
Giriş Yarıçapı (mm)	
R1	80
Çıkış Yarıçapı (mm)	
R2	190
Kanat Kalınlığı (mm)	
B	50

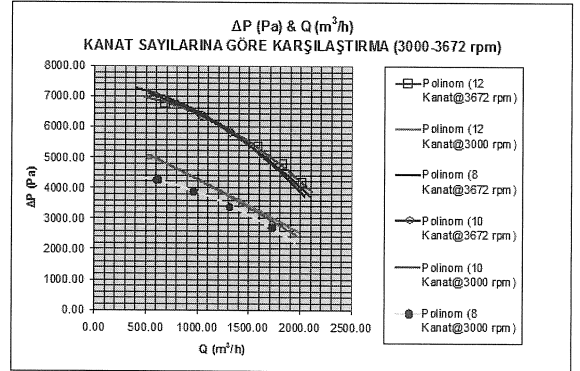
$$\frac{l}{a} = \frac{1.5(r_2 - r_1)}{t \sin \beta_2} = \frac{1.5(r_2 - r_1)z}{2r_2 \pi \sin \beta_2} = 2 \Rightarrow \quad (10)$$

$$z = \frac{4\pi}{1.5} \frac{\sin \beta_2}{\left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)} \approx 8.5 \frac{\sin \beta_2}{1 - \frac{r_1}{r_2}} \quad (11)$$

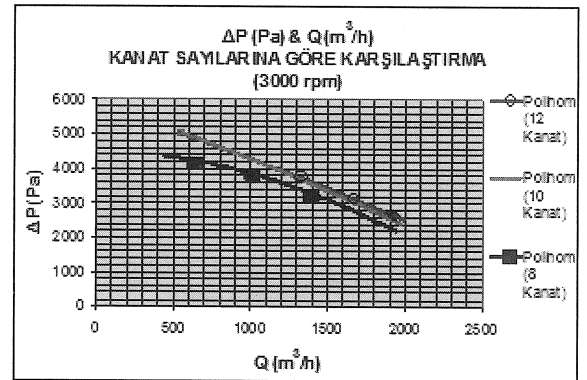
(10) ve (11) yerine konulduğunda:

$$z = \frac{8.5 \sin 45}{1 - \frac{D_1}{D_2}} = \frac{8.5 \times 0.707}{1 - \frac{160}{380}} \Rightarrow z \approx 10.38$$

Radyal fanlarda uygulanan bu formül [3], radyal olmayan (non-radial) ve düz kanatlı fan rotoru (400 mm) için de uygulanmıştır. Teorik olarak bir sonuca ulaşılsa da en gerçekçi sonuç deneyler sonucuna görülecektir. Farklı kanat sayılarının deneyler sonucunda karşılaştırılması Şekil 19 ve Şekil 20'de verilmiştir.



Şekil 19. Farklı Devirlerde Farklı Kanat Sayıları

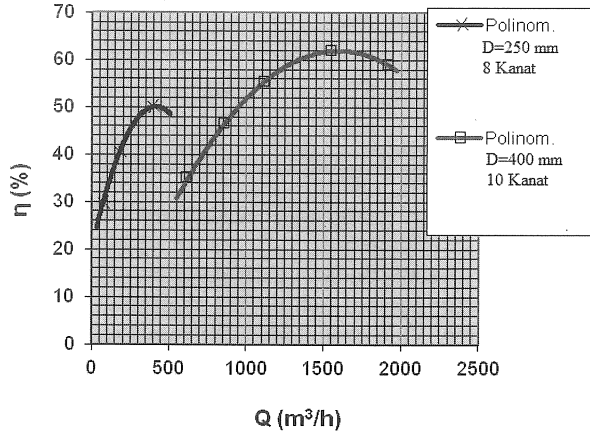


Şekil 20. 3000 rpm'de Farklı Kanat Sayıları

Kanat sayısı teorik olarak yaklaşık 10 olarak belirlenmiştir ve deneysel sonuçlar da bu sonucu doğrulamıştır. (10 Kanatlı fan, 8 Kanatlı fana göre üstün olduğu gözlenmiştir, 12 Kanat içinse belirgin bir fark gözlenmemiştir). Güç tüketimini

artırmasından ve diğer (ses, titreşim vb.) sebeplerden dolayı, fanın yüksek devirlerde çalıştırılması yerine, daha düşük devirlerde (maksimum 3000 d/d) iki adet fan kullanılmasına (paralel bağlama) karar verilmiştir. Fanların da üretilmesinden sonra, sistem üzerinde ölçümler almak üzere sistem deneyi yapılmıştır. Şekil 21’de görüldüğü gibi geliştirilen fanların verimi yaklaşık %65 dolaylarına çıkmıştır.

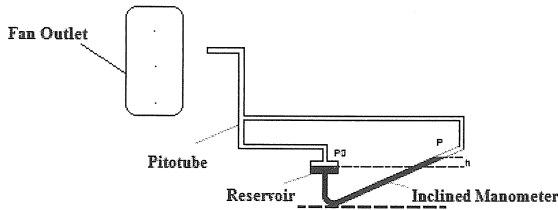
VERİM-DEBİ EĞRİLERİ (3000 RPM)



Şekil 21. Geliştirilmiş Olan Fanın Eski Fan ile Karşılaştırılması

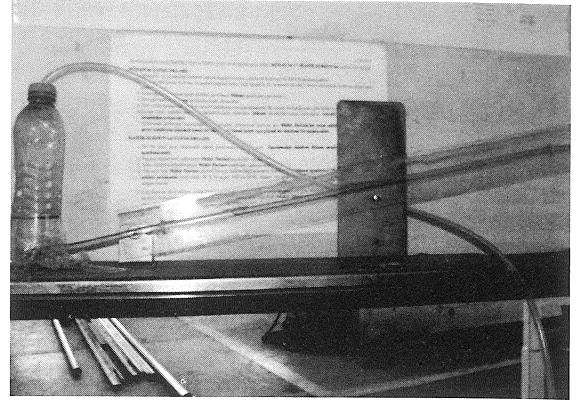
2.3. Sistem Deneyleri

Sistem deneyi için iki adet fanın çıkış ağzlarından şekilde görüldüğü gibi üç ayrı noktadan ölçüm alınmıştır. Hızlar 30 m/s’den fazla olduğundan hız&debi ölçümlerinde Testo dijital hızölçer yerine eğik manometre ve pitotüp tercih edilmiştir.

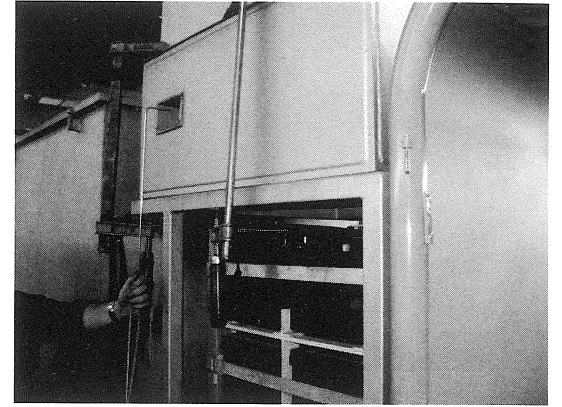


Şekil 22. Fan Çıkışından Ölçüm Alınması

Diğer alt sistemlerin imalatlarının tamamlanmasıyla ve araca montajı ile birlikte süpürücü araç sistem deneyi için hazır hale gelmiştir. Şekil 24’de görüldüğü gibi birinci sistem deneyinde (aynı prosedür ile fanlar emişe direk bağlanarak da ölçümler alınmıştır) fan montaj kutusundan hız ölçümleri alınmıştır. Bu iki sistem deneyinin karşılaştırılması Şekil 27’de verilmiştir.



Şekil 23. Eğik Manometre ve Pitotüp



Şekil 24. Pitotüp ile Ölçüm

Tablo 4. Sistem Deney Verileri

VERİLER (θ=11.5°)		
ELEVATOR ÇALIŞIYOR		
	FAN(1)	FAN(2)
P1 (mm)	500	500
P2 (mm)	530	530
P3 (mm)	490	490
ρ_w (kg/m ³)	1000	
ρ_{air} (kg/m ³)	1,2	
$\sin 11.5$	0,19	

2.3.1. Hız, Debi ve Basınç Hesapları

Eğik manometre için:

$$h = L \sin \theta \quad (12)$$

Ve dinamik olarak:

$$P_0 = P + \frac{\rho_{air} V^2}{2} \quad (13)$$

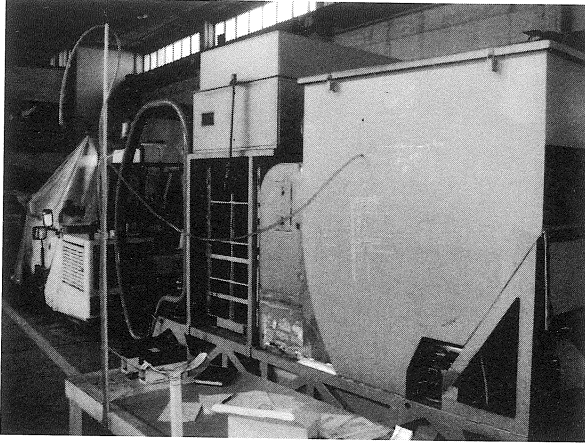
Burdan, (13) : $\Delta P = \frac{\rho_{air} V^2}{2}$ şeklinde yazılabilir.

(11) yerine yazılırsa:

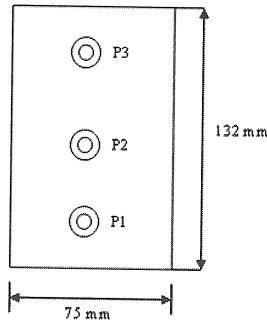
$$P_0 - P = \Delta P = \rho_w g h = \rho_w g L \sin \theta \quad (\theta=11,5^\circ)$$

Buradan çıkan hava hızı (V) hesaplanır.

$$V = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{air}}} \Rightarrow V = \sqrt{\frac{2\rho_w g L \sin \theta}{\rho_{air}}} \quad (14)$$



Şekil 25. Sistem Deneyi Ölçümleri (U manometre)



Şekil 26. Fan Çıkışı Hız Ölçüm Noktaları

Şekil 26'de gösterildiği gibi fan çıkış ağzından üç ayrı noktadan (P1, P2 ve P3) hız ölçümleri yapılmış ve ortalama hız değeri debi ve basınç hesabında kullanılmıştır. Ortalama çıkış hızı Vave (m/s), çıkış alanı (0.0099 m²) ile çarpılarak debi bulunabilir.

$$Q = Ax(Vave1 + Vave2)$$

Vave1 : Fan(1)'nin ortalama hızı.

Vave2 : Fan(2)'nin ortalama hızı.

24/ Cilt 13, Sayı 1, Mayıs 2012

3000 rpm'de, iki adet Fan için iki ayrı konumda; (Elevatör çalıştırılmayarak, Elevatör çalışır durumda iken) hız, debi ve basınç sonuçları aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Tablo 5. Sistem Deneyi Sonuç Tablosu

3000 rpm	ELEVATOR ÇALIŞIYOR	
	FAN(1)	FAN(2)
V _{ave} (m/s)	39,67	39,67
Q (m ³ /s)	0,785	
ΔP (Pa)	2109,15	

2.3.2. Sistem Karakteristiği ve Çalışma Noktası

Deneyler sonucunda elde edilen verilerden yararlanarak parabol sabiti (K) saptanır ve sistem eğrisi çizilir. Yine deneylerle belirlenmiş sonuçlar ile çizilen fan performans eğrilerinin kesiştiği nokta bize çalışma noktasını verir.

$$\Delta P = K * Q^2$$

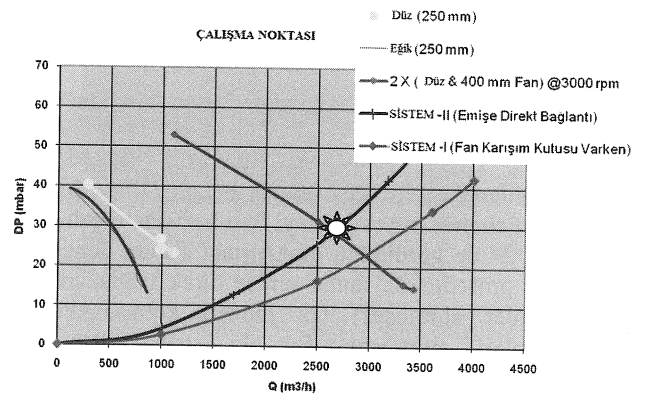
$$Q \text{ (m}^3\text{/h)} = 2827.51$$

$$\Delta P \text{ (Pa)} = 2109.15$$

$$K = 0.000264$$

Aynı metotlar kullanılarak iki fanın muhafazaya alındığı 'fan montaj kutusu' kayıpları artırabileceği nedeniyle kaldırılmış ve sistem deneyi tekrarlanmıştır.

Çıkan sonuçlara göre karşılaştırılması sistem eğrileri ve çalışma noktası aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



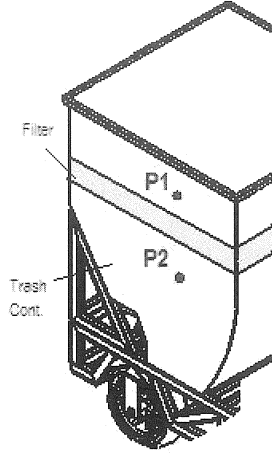
Şekil 27. Çalışma Noktası

ÇALIŞMA NOKTASI: 0.74 m³/s (2650 m³/h) ve 2950 Pa (2.95 mbar) olarak belirlenmiştir.

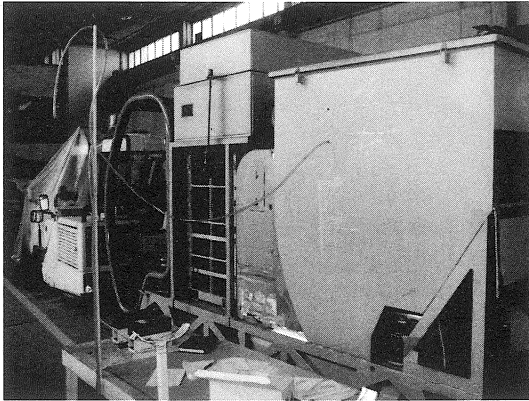
MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

2.3.3. Filtre Kayıp Katsayısı (FLC) Hesabı

Çöp haznesi yan sacında aşağıdaki şekilde görüleceği gibi filtre alt ve üstüne olmak üzere iki delik açılmıştır ve bu noktalardan U manometre yardımıyla basınç ölçümü alınmıştır. Aynı zamanda HotWire yardımıyla filtre alt ve üstündeki ortalama hızlar belirlenmiştir.



Şekil 28 Çöp Haznesi ve Ölçüm Noktaları



Şekil 29 Çöp Haznesi Ölçümleri

Şekil 28'de görülen noktalardan; P1 (Filtre Üstü) ve P2 (Filtre Altı) statik basınç ve ortalama hız değerleri okunmuştur. Buna göre deney verileri aşağıdaki gibidir:

P1 (Filtre Üstü) Noktasında:

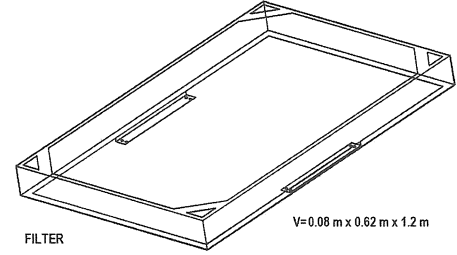
$$\begin{aligned} \rho &= 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)} \\ H &= 50 \text{ mm} \\ P &= 490.5 \text{ Pa} \\ V_{1\text{avg}} &= 1.2 \text{ m/s} \end{aligned}$$

P2 (Filtre Altı) Noktasında:

$$\begin{aligned} \rho &= 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)} \\ H &= 48 \text{ mm} \\ P &= 470.88 \text{ Pa} \\ V_{2\text{avg}} &= 2.85 \text{ m/s (Elevatör çalıştığından ötürü} \\ &\text{değişken olmakla beraber 1.7-3.5 m/s değerler} \\ &\text{okunmuştur)} \end{aligned}$$

Sonuç olarak; $\Delta P_{\text{static}} = 19.6 \text{ Pa}$ bulunur. Bu veriler kullanarak filtre kayıp katsayısı hesaplanabilir.

Sistemde iki adet filtre kullanılmaktadır.



Şekil 30 Filtre Boyutları

Ölçülen Hızlar:

$$V_{\text{üst}} = 1.2 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{alt}} = 2.85 \text{ m/s}$$

$$\Delta P = K \frac{\rho_{\text{air}} V^2}{2} \quad \text{yazılabilir. (K: Kayıp katsayısı)}$$

$$\Delta P = K \frac{\rho_{\text{air}} (V_{\text{entr}}^2 - V_{\text{exit}}^2)}{2} \Rightarrow$$

$$V_{\text{entr}} = 2.85 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{exit}} = 1.2 \text{ m/s}$$

$$\Delta P = 19.6 \text{ Pa}$$

$$19.6 = K \frac{1.2 \times (2.85^2 - 1.2^2)}{2} \quad \mathbf{K=4.87}$$

3. SONUÇ

Yeni tasarlanan ve alt sistem imalatları tamamlanan elektro-hidrolik cadde süpürücüsü tamamen elektrik enerjisi kullanması nedeniyle çevre dostu bir araçtır. Aracın temel işlevi olan temizlik sistemi için elevatör ve fan sistemleri geliştirilmiş, gerek CFD analizleri gerekse performans ve sistem deneyleri ile sonuçlar gözden geçirilmiş ve sistemin

çalışma noktası belirlenmiştir. Diğer bütün alt sistem imalatlarının (elevatör kısımları, çöp haznesi, fan sistemi, kabin vb.) tamamlanmasıyla sistem deneyleri gerçekleştirilmiştir. Sistem deneyleri kapsamında hız ve basınç ölçümleri alınarak 'Filtre Kayıp Katsayısı' da dâhil hesaplar yapılmıştır. Son aşama olarak aksesuar ve elektrik-elektronik bağlantıların tamamlanmasıyla beraber gerçek koşul (tozlu ortamda araç yürürken) denemeleri de yapılacak ve karşılaşılabilecek olası problemler gözden geçirilerek elektro-hidrolik süpürücü seri üretime hazır hale getirilecektir.

4. TEŞEKKÜR

Bu araştırma projesi, T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından SAN-TEZ 000285.STZ.2007-1 ve 00623.STZ.2010-1 numaralı projeler kapsamında desteklenmektedir. Yazarlar, T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na, MÜSAN A.Ş.'ye ve mensubu oldukları kurumlara ve bu kurumlarda çalışan personele sağladıkları destek için şükranlarını sunarlar.

DESIGN OF CLEANING SYSTEM, MANUFACTURING AND EXPERIMENTATION OF AN INDUSTRIAL ELECRO-HYDRAULIC VACUUM SWEEPER

In this paper, design, analysis and manufacturing of an industrial vacuum sweeper is presented. This project is sponsored by the Turkish Ministry of Science, Industry and Technology and MUSAN Company (Machinery Manufacturing & Trade Co.). The purpose of the project is to produce an environmentally friendly electrical powered sweeper with zero emission and minimum noise using three dimensional solid modeling (CAD). Computational Fluid Dynamics (CFD) and Finite Element Analysis have also been used to improve the design.

All subsystems are powered by hydraulic motors driven by a central hydraulic pump energized by a DC motor. Cleaning system comprises of mechanical and vacuum systems. Solid wastes are collected by brushes and transported to the container by an elevator, whereas dust is vacuumed by two fans located on top of the container. Fans are developed by extensive experimental testing, and optimal designs are developed based on experimental data.

Keywords: Vacuum sweeper, fluid dynamics, design, manufacturing

KAYNAKÇA

1. Gerdemeli İ, MAK534 Sürekli Transport Sistemler-Bölüm 7, İTÜ.
2. Improving Fan System Performance (a sourcebook for industry), The United States Department of Energy & Air Movement and Control Association International, 1989.
3. Eck B., Fans Design and Operation of Centrifugal, pg. 51, 1973.