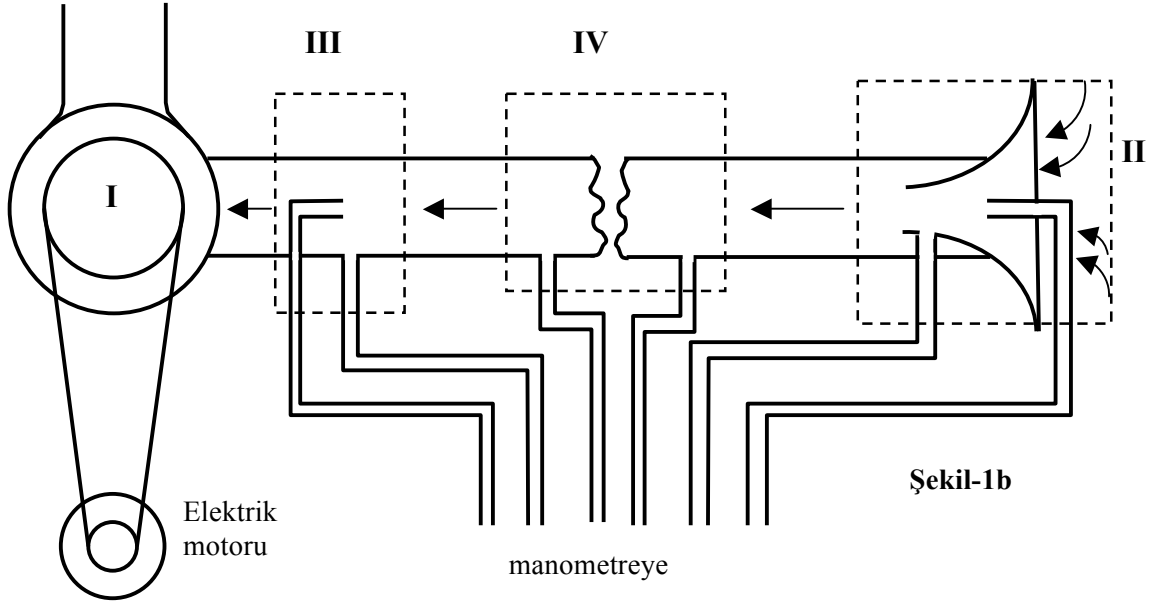
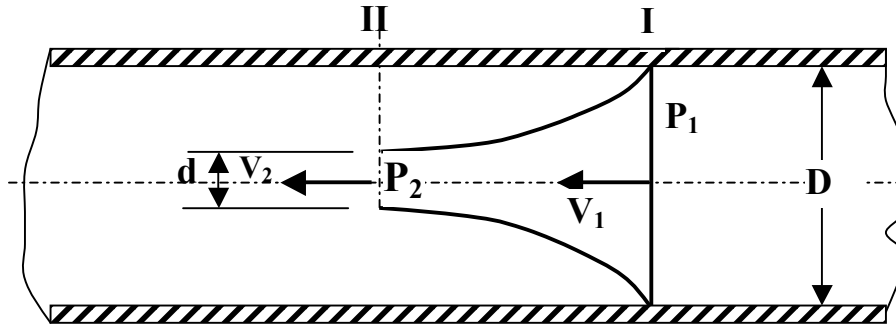




Şekil-1b: Deney düzeneğinin şematik görünüşü

3. DEBİ ÖLÇÜMÜ

Deneyde debi ölçümü akışkan borusu girişindeki lüle ile yapılmaktadır (Şekil-2). Boru içine konulan lüleler akışa karşı bir engel oluştururlar. Lüle boyunca kesit değişikliği nedeniyle hızda değişme, dolayısıyla da statik basınçta değişme olur. Lülleden önceki ve sonraki bölgelerde ölçülen statik basınçlar yardımıyla Bernoulli ve süreklilik denklemleri kullanılarak, önce hız sonra da debi hesaplanabilir.



Şekil-2: Boru içine yerleştirilmiş lüle

Şekil-2’de görülen I ve II kesitleri arasındaki kayıpsız akış için Bernoulli ve Süreklilik denklemleri

$$P_I + \rho \frac{\bar{V}_1^2}{2} = P_2 + \rho \frac{\bar{V}_2^2}{2} \quad (3.1)$$

$$\bar{V}_1 \cdot A_1 = \bar{V}_2 \cdot A_2$$

(3.2)

olarak ifade edilir. $A_1 = \pi D^2/4$ ve $A_2 = \pi d^2/4$ olduğundan; (3.2) eşitliği ile ,

$$\bar{V}_1 = \bar{V}_2 \cdot (d/D)^2 \quad (3.3)$$

bağıntısı elde edilir. Bu bağıntı (3.1)'de yerine yazılarak,

$$P_1 + \rho \frac{\bar{V}_2^2}{2} \cdot (d/D)^4 = P_2 + \rho \frac{\bar{V}_2^2}{2} \quad (3.4)$$

$$\bar{V}_2 = \frac{1}{\sqrt{1-(d/D)^4}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}$$

elde edilir. Lülenin en dar kesitindeki $\bar{V}_2$, hızı I ve II kesitlerindeki statik basınçların farkına ve lülenin en geniş ve en dar kesitlerinin çaplarına bağlı olarak elde edilebilir. Lüle duvarındaki sürtünmeler nedeniyle, gerçekte bu hız daha küçük olmaktadır. Sürtünme kayıplarının etkisi β sayısı ile gösterilirse, A_2 kesitindeki gerçek hız ($\beta \cdot \bar{V}_2$) değerinde olur. A_2 kesitindeki gerçek debi,

$$Q = \beta \cdot \bar{V}_2 \cdot A_2$$

şeklinde yazılabilir. $\bar{V}_2$ hızının değeri (3.4)'e göre, yukarıdaki bağıntıda yerine konursa, Q debisi için,

$$Q = \frac{\beta \cdot A_2}{\sqrt{1-(d/D)^4}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (3.5)$$

elde edilir. β kayıp katsayısı lüleye bağlı bir sayıdır. d ve D ile β sayısı arasında tanımlanan α debi katsayısı,

$$\alpha = \frac{\beta}{\sqrt{1-(d/D)^4}}$$

şeklinde bir tek sayıyla verilebilmektedir. Mevcut deney düzeneğinde iki tip lüle öngörülmüştür. Bunlar:

Dar Lüle : $d_{\min}=50$ mm $\alpha=0.985$

Geniş Lüle : $d_{\min}=75$ mm $\alpha=0.985$

$$A_{\min} = \frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4} \text{ lülenin en dar yerindeki kesit alanıdır.}$$

Ölçülen P_0 , T_0 değerleriyle ve $R=287$ J/kg·K alınarak havanın yoğunluğu;

$$\rho = \frac{P_0}{R \cdot T_0}$$

bağıntısından bulunur. Burada, P_0 ortam basıncı ve T_0 ortam sıcaklığının $[K]$ cinsinden değeridir. Akışkanın yoğunluğu ortamın sıcaklığı ve basınçla değişir. Gerçek debi (3.5) bağıntısı yerine,

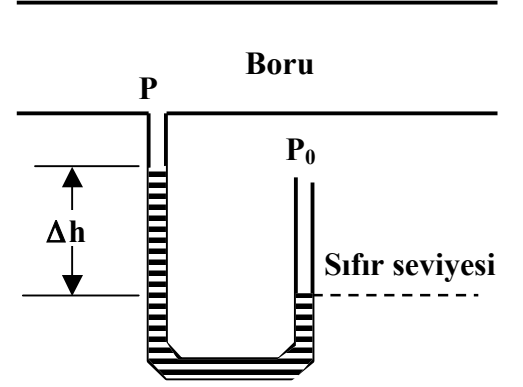
$$Q = \alpha \cdot A_{\min} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_1)}$$

(3.6)

bağıntısı ile hesaplanır. Lülenin geniş kesiti (lüle girişi), ortama açılması nedeniyle, P_0 basıncındadır. P_1 basıncı ise, lülenin en dar kesitinde, **1a** veya **1b** kodlu basınç prizlerinden ölçülen basınçtır. Basınç değerleri atmosfer basıncına karşı okunduğundan (efektif basınç), **1a** veya **1b** 'de okunan basınçlar doğrudan (P_0-P_1) basınç farkını verir.

NOT: Manometredeki basınç okumalarında dikkat edilmesi gereken özellikler:

1. Basınçlar atmosfer basıncına karşı ölçülmektedir (Effektif basınç).
2. Sıfır seviyesinin üzerindeki basınçlar P_0 basıncından (Δh) mm su sütunu kadar küçüktür ($P < P_0$, emme).
3. Eğik manometre durumunda okunan değerler hesaplara alınırken manometrenin eğikliği göz önüne alınmalıdır.
4. Manometre sıvısı olarak renklendirilmiş saf su kullanılmaktadır. Yapılacak hesaplarda seviye farkı bulunduğundan sonra, $1 \text{ cmSS} = 98.1 \text{ Pa}$ olduğu göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil-3

4. BORULARDAKİ AKIŞTA HIZ DAĞILIMI

4.1. Teorik Hız Dağılımı

Bir boru içerisindeki laminar akışta hız profili,

$$\frac{V(r)}{V_{\max}} = 1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \quad (4.1)$$

şeklindeki parabolik bir bağıntıyla ve türbülanslı akışta,

$$\frac{V(r)}{V_{\max}} = \left(1 - \frac{r}{R} \right)^{1/n} \quad (4.2)$$

şeklinde üstel bir fonksiyonla ifade edilmektedir. (4.1) ve (4.2) bağıntılarından $V(r)$ boru ekseninden itibaren herhangi bir r noktasındaki hızı, $V_{\max}$ boru eksenindeki maksimum hızı ve R boru yarıçapını göstermektedir. (4.2) denklemindeki n değeri Reynolds sayısına göre değişmekte olup, bu değişim Nikuradse tarafından,

Re	4×10^3	2.3×10^4	1.1×10^5	1.1×10^6	2×10^6	3.2×10^6
n	6.0	6.6	7.0	8.8	10.0	10.0

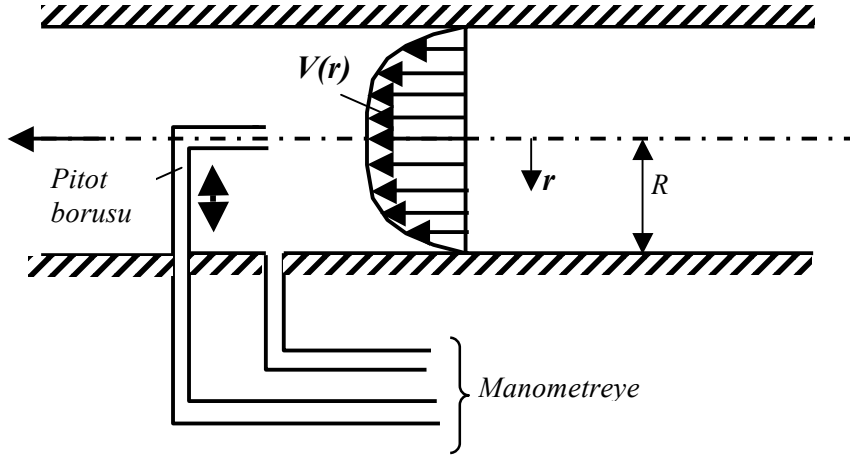
olarak verilmektedir. Yukarıdaki bağıntılar pürüzsüz borular için geçerli olup, pürüzlü borular için değişik bağıntılar önerilmektedir. Pürüzlü borular için von Karman Hız Profili;

$$\frac{V_{\max} - V(r)}{V_i} = -\frac{1}{0.3} \left[\ln(1 - \sqrt{r/R}) + \sqrt{r/R} \right] \quad (4.3)$$

olarak verilmektedir. Boruda $V_i = \sqrt{\tau_w / \rho}$ olup, boru cidarındaki sürtünme hızı olarak tanımlanmıştır. Bu deneyde, borunun pürüzsüz olduğu varsayılacaktır.

4.2 Hız Dağılımının Deneysel Olarak Belirlenmesi

Hız dağılımının deneysel olarak belirlenebilmesi basınç ölçümüne dayanmaktadır. Hız profilinin belirleneceği kesitte, biri statik basınç sondası ile statik basınç, diğeri de Pitot borusu ile toplam basınç olmak üzere iki ayrı basınç ölçümü yapılır (Şekil-4).



Şekil-4: Boru içinde $V(r)$ yerel hızının ölçülmesi

Her kesitte, $P_{statik} + P_{dinamik} = P_{toplam}$

yazılabilir. (P_{toplam}) pitot borusu ile, (P_{statik}) de statik basınç sondası ile ölçülerek,

$$P_{dinamik} = P_{toplam} - P_{statik} = \rho \cdot \frac{V(r)^2}{2}$$

ile yerel hız için;

$$V(r) = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{dinamik})} \quad (4.4)$$

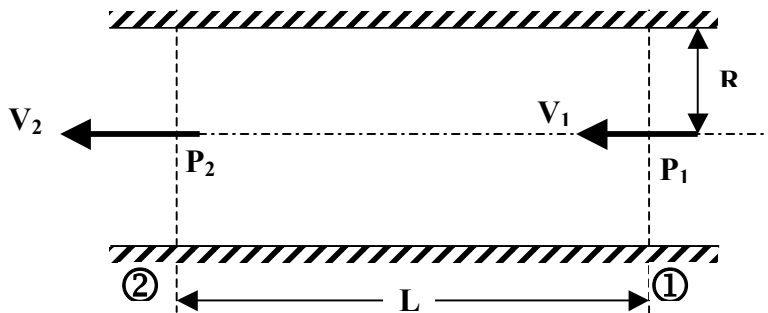
şeklinde bir bağıntı elde edilir. Böylece seçilen her r yarıçapında $V(r)$ hızı belirlenmiş olur.

5. BORULARDAKİ AKIŞTA BASINÇ DÜŞÜMÜ

5.1. Basınç Düşümünün $\bar{V}$ Ortalama Hızına Bağlı Olarak Hesaplanması

Bir boru akışında basınç düşümü, Darcy-Weisbach denklemi ile,

$$h_f = \frac{\Delta P}{\gamma} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (5.1)$$



Şekil-5: Boruda basınç düşümü

ifade edilir. Şekil-5'te görülen semboller ile bağıntıda L , boru uzunluğunu; D , boru çapını; $\bar{V}$, ortalama hızı; λ , sürekli kayıp katsayısını göstermektedir. λ , sürekli kayıp katsayısı laminar akış şartlarında ($Re < 2300$) sadece Reynolds sayısı ile,

$$\lambda = 64/Re$$

şeklindeki ifade ile değişir. Geçiş akışı ($2300 \leq Re \leq 5000$) ve türbülanslı akışın başlangıç değerlerinde hem Reynolds sayısı hem de bağıl pürüzlülüğe ($\varepsilon = k/D$), yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akışta sadece bağıl pürüzlülüğe bağlı olarak değişmektedir. λ değeri akışın Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülüğe göre, Moody diyagramından alınabileceği gibi literatürde mevcut ampirik (deneysel) bağıntılar kullanılarak da bulunabilir. Pürüzsüz borularda; Blasius tarafından,

$$\lambda = \frac{0.3164}{(Re)^{0.25}}; \quad Re \leq 100.000 \quad (5.2)$$

bağıntısı verilmektedir. Konakov tarafından;

$$\lambda = \frac{1}{(1.8 \log_{10} Re - 1.5)^2}; \quad 4000 \leq Re \leq 10^8$$

(5.3)

ve Prandtl-von Karman tarafından ;

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log_{10} (Re \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (5.4)$$

bağıntıları önerilmektedir.

Pürüzlü borularda:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.8 \cdot \left[\log_{10} \frac{Re}{0.135 \cdot Re \cdot (k/D) + 6.5} \right]; \quad 4000 \leq Re \leq 10^8, \quad 0 \leq \varepsilon \leq 0.05 \quad (5.5)$$

bağıntısı, Round tarafından önerilmiştir. Bu bağıntılarda k , pürüz yüksekliği; Re , Reynolds sayısı olup

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu}$$

olarak tanımlanmıştır.

Yüksek Reynolds sayılarında Blasius bağıntısı Moody diyagramından elde edilen değerlere göre oldukça fazla hata verirken, Konakov denklemi diğer denklemlere göre daha uygun değer vermektedir. Aşağıdaki tabloda, yukarıdaki bağıntıların karşılaştırılması verilmektedir.

λ					
Re	4000	10^4	10^5	10^6	10^7
Blasius	0.0398	0.0316	0.0178	0.0100	0.0056
Prandtl	0.0400	0.0309	0.0180	0.0117	0.0082

Konakov	0.0403	0.0308	0.0178	0.0116	0.0081
Moody	0.0402	0.0305	0.0180	0.0117	0.0080

Böylece L ve D bilindiğine göre, önce borudan geçen akışkanın debisi Bölüm 3'de anlatıldığı gibi ölçülüp $\bar{V}$ ortalama hızı hesaplanır. Bilinen ν (kinematik viskozite) ile Reynolds sayısı hesaplanarak λ kayıp katsayısı (5.2) veya (5.3) denklemlerinden belirlenir. Daha sonra da (5.1) bağıntısından ΔP basınç düşümü hesaplanır.

5.2. Basınç Düşümünün Ölçülmesi

(1) ve (2) kesitleri arasındaki basınç düşümü, statik basınçların ölçülmesiyle

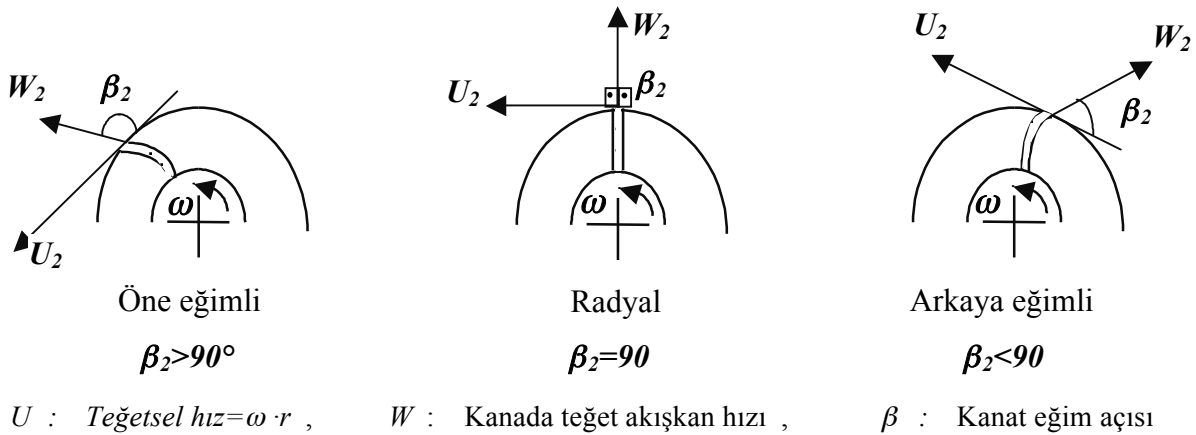
$$\Delta P_L = P_1 - P_2$$

bağıntısından elde edilmektedir. Deney borusu boyunca ölçülen bu değerler (5.1) bölümünde hesaplanan değerler ile karşılaştırılır.

6. VANTİLATÖR KARAKTERİSTİĞİ

Vantilatör karakteristiği, vantilatörün giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkının (akışkana verilen enerjinin) debi ve devir sayısına bağlı olarak değişim grafikleridir.

Basma yüksekliği 8 kPa'dan küçük olan türbokompresörlere vantilatör adı verilir. Bir vantilatörün çarkı içerisinde akışkana iletilen enerji, akışkanın potansiyel ve kinetik enerjisini artırmada kullanılır. Vantilatöre giren akışkan yön değiştirmeden çıkıyorsa, **eksenel vantilatör**; dik doğrultuda çıkıyorsa **radyal vantilatör** olarak adlandırılır. Vantilatör çarklarının kanat tipleri, Şekil-6'da görüldüğü gibi, β_2 çıkış açısının durumuna göre, öne eğimli, radyal ve arkaya eğimli olabilir.



Şekil-6: Vantilatör kanat tipleri

Bir pompa veya vantilatörün devir sayısı değiştikçe debi, basma yüksekliği ve gücü de değişir. Benzerlik kuralları kullanılarak,

$D_1, V_1, H_1, Q_1, N_{e1}, n_1$ esas vantilatöre

$D_2, V_2, H_2, Q_2, N_{e2}, n_2$ benzer vantilatöre

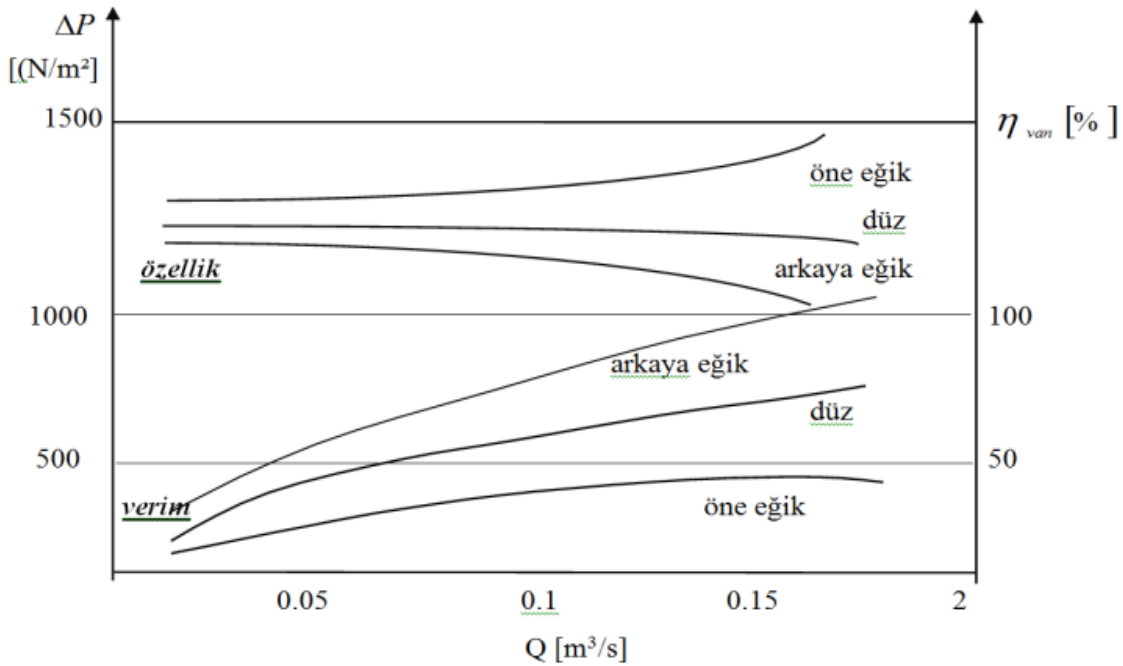
ait değerler olmak üzere, aynı vantilatörün sadece devir sayısı değiştiğine göre, $D_1 / D_2 = 1$ dir. Buna göre,

$$a) Q_1 = A \cdot V = \frac{\pi D_1^2}{4} V = \frac{\pi D_1^2}{4} \cdot \frac{2\pi n_1}{60} \cdot \frac{D_1}{2}, \quad Q_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} \cdot \frac{2\pi n_2}{60} \cdot \frac{D_2}{2} \longrightarrow \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad V \approx n$$

$$b) H_1 = \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + \frac{P_1}{\gamma} \approx \frac{V_1^2}{2g}, \quad H_2 = \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{P_2}{\gamma} \approx \frac{V_2^2}{2g} \longrightarrow \frac{H_1}{H_2} = \frac{V_1^2}{V_2^2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}$$

$$c) N_{e1} = \frac{Q_1 H_1}{75}, \quad N_{e2} = \frac{Q_2 H_{m2}}{75} \longrightarrow \frac{N_{e1}}{N_{e2}} = \frac{Q_1}{Q_2} \cdot \frac{H_{m1}}{H_{m2}} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_1^2}{n_2^2} \longrightarrow \frac{N_{e1}}{N_{e2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Deneyde belirli bir kanat tipinin takılı olduğu durumda debi, olanakların elverdiği ölçüde en küçük değerinden en büyük değerine kadar uygun aralıklarla değiştirilip, her debi değeri için vantilatörün giriş ve çıkış kesitlerindeki basınçlar ölçülecektir. Giriş ve çıkış noktaları sırasıyla **15** ve **16** olarak numaralandırılmıştır. Vantilatöre giriş konik bir boru parçasıyla sağlanmıştır. 15 ve 16 nolu ölçme yerlerinde boru çapı 177 mm'dir. Böylece akışkan hava olduğundan seviye farkının etkisi gözardı edilirse, Bernoulli eşitliğindeki basınç değişiminin etkisi ortadan kalkmış olmaktadır.



Şekil-7: Çeşitli kanat tipleri için karakteristikler

Vantilatör verimi, vantilatörden akışkana verilen gücün, elektrik motorundan vantilatöre gelen güce oranıdır.

$$\eta_{van} = \frac{N_{van,gi}}{N_{van,ge}} \quad (6.1)$$

Vantilatörden akışkana giden güç

$$N_{van,gi} = \Delta P \cdot Q \quad (6.2)$$

kadardır. Burada, ΔP , vantilatörün girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı ve Q , vantilatörün debisidir. Vantilatör belirli bir n devir sayısında çalışırken elektrik motorunun gücü:

$$N_{el} = \omega \cdot M_{el} \quad (6.3)$$

kadardır. Burada M_{el} motorun döndürme momentı ve ω da açısal hızdır. Açısal hız, devir sayısı ölçülerek,

$$\omega = \pi \cdot n / 30 \quad (6.4)$$

bağıntısı yardımıyla bulunur.

Devir sayısı, motor miline mekanik olarak bağlı bir devir sayacı ve kronometre yardımıyla ölçülecektir. Sayaç her ölçmeden önce sıfırlanmalı ve her değer için birkaç ölçüm yapıp ortalama alınmalıdır.

Döndürme momentinin ölçülebilmesi için motor serbest yataklanmıştır. Bu sayede motorun ürettiği döndürme momentı Şekil-1'de görülen moment kolu vasıtasıyla kuvvete (F_{el}) dönüştürülür ve bir dinamometre ile ölçülebilir. Böylece motorun gücü,

$$N_{el} = \omega \cdot F_{el} \cdot l \quad (6.5)$$

olarak elde edilir. Moment kolunun uzunluğu, $l = 179$ mm dir.

Elektrik motorunun ürettiği N gücü tümüyle vantilatöre iletilemez. İletimi sağlayan kayış-kasnak mekanizmasında ve yataklardaki kayıplar hesaba katılmalıdır. Bu kayıpları ölçmek için de yukarıda açıklanan moment ölçme düzeneği kullanılır. Bunun için vantilatör çarkının çıkarılmış olması gerekir. Bu şekilde her devir sayısı için kayıp gücü belirleyen bir F_{ka} kuvveti ölçülür. Buradan kayıp güç:

$$N_{ka} = \omega \cdot l \cdot F_{ka} \quad (6.6)$$

bağıntısıyla hesaplanır. F_{ka} kuvvetinin belirlenmesi için yapılan deneyler sonucunda $F_{ka1} = 0.95$ N ve $F_{ka2} = 1.1$ N olarak ölçülmüştür. Böylece vantilatör kanatlarına ulaşan güç,

$$N_{van,ge} = N_{el} - N_{ka} = \omega \cdot l \cdot (F_{el} - F_{ka}) \quad (6.7)$$

olarak elde edilir.

7. BELİRSİZLİK ANALİZİ

Mevcut deneyde yapılan ölçümlerde, öğrenciler tarafından da onaylanmak kaydıyla, önerilen belirsizlikler şu şekildedir:

$$P_0 : \pm 1 \text{ mbar}, \quad T_0 : \pm 0.2^\circ\text{C}, \quad \Delta P : \pm 0.5 \text{ mmSS}, \quad A : \pm \%1, F_{el} : \pm 0.02 \text{ N}, \quad n : \pm \%2$$

Burada mutlak olarak verilen değerler, ölçümlerden elde edilen değerler ile yüzdeye (%) çevrilmelidir.

8. DENEY RAPORU

8.1. Boru kesitinde boyutsuz teorik hız dağılımını (4.2) bağıntısı ile ve deneysel hız dağılımlarını da (4.4) bağıntısı ile dinamik basınç değerlerine dayalı olarak iki farklı Reynolds sayısı için aynı grafikte çiziniz.

8.2. Borudaki toplam basınç düşümü ile borudaki ortalama hız arasındaki $(\Delta P_L)=f(\bar{V})$ değişimini (5.1) ve (5.2) bağıntıları ile $L=3\text{ m}$ alarak teorik ve ölçülen P_{13} ve P_{10} basınçları arasındaki farka göre deneysel olarak aynı grafikte çiziniz.

8.3. Ölçülen ΔP_L basınç düşümleri kullanılarak hesaplanan λ basınç kayıp katsayısını, Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak ($\lambda=f(Re)$) çiziniz. Aynı grafik üzerinde (5.2) bağıntısı ile elde edilen değişimi de çiziniz.

8.4. $\Delta P=f(Q)$ ve $\eta=f(Q)$ şeklinde vantilatör karakteristiklerini çiziniz.

8.5. Benzerlik kurallarından yararlanarak, $n_3=2000\text{ d/dak}$ için indirgenmiş debi ve basma yüksekliklerini hesaplayınız.

8.6. En az iki ölçüm büyüklüğü için (η , Q , Re vb.) belirsizlik analizi yapınız.

8.7. Deney ile ilgili genel bir yorumlama yapınız.

8.8. Deney grubu takım halinde deneyde kullanılan ölçüm aletleri ile farklı bir ısıl/mekanik deney düzeneği tasarımı yaparak basit bir şema üzerinde gösterecektir.

SEMBOLLER

A	Kesit alanı	Q	Debi
α	Lülenin debi katsayısı	r	Değişken yarıçap
β	Kayıp sayısı	R	Borunun yarıçapı, havanın gaz sabitesi
d	Lülenin en dar kesitinin çapı	Re	Reynolds sayısı
D	Lülenin veya borunun çapı	ρ	Havanın yoğunluğu
Δh	Seviye farkı	V	Hız
ΔP	Basınç düşümü	$\bar{V}$	Ortalama hız
λ	Borularda basınç kayıp katsayısı	x	Boru veya lüle eksenine boyunca deęişken koordinat
L	İki kesit arasındaki uzaklık	η	Verim
P	Basınç		

İNDİSLER :

o	Ortam
t	Teorik
d	Deneysel
max	Maksimum

DENEY ÇİZELGELERİ

ÇİZELGE 1: Tutanak

Kanat Tipi:	P₀=	T₀=	v=
--------------------	-----------------------	-----------------------	-----------

Düşük devirde

Deney No	Sürgeç Açıklığı (%)	P_{1b} [cmSS]	P₁₀ [cmSS]	P₁₃ [cmSS]	P₁₅ [cmSS]	P₁₆ [cmSS]	F_{el} [N]	n [d/dak]	F_{ka} [N]
1	10								0.95
2	30								n₁ [d/dak]
3	50								
4	70								
5	100								

Yüksek devirde

Deney No	Sürgeç Açıklığı (%)	P_{1b} [cmSS]	P₁₀ [cmSS]	P₁₃ [cmSS]	P₁₅ [cmSS]	P₁₆ [cmSS]	F_{el} [N]	n [d/dak]	F_{ka} [N]
1	10								1.1
2	30								n₂ [d/dak]
3	50								
4	70								
5	100								

1b [cmSS]	14a [cmSS]	R-r [mm]	0	1	2	5	10	20	30	38.2
		14b [cmSS]								

ÇİZELGE 2: Değerlendirme

Boruda basınç düşümü

Q	$\bar{V}$	Re	λ_t	ΔP_t	ΔP_d	λ_d

Boru kesitinde hız dağılımı

r [mm]	r/R (-)	Q=			Q=		
		ΔP_{dyn}	V(r)	V/V _{max}	ΔP_{dyn}	V(r)	V/V _{max}
0.0	0			1			1
8.2							
18.2							
28.2							
33.2							
36.2							
37.2							
38.2	1			0			0

Vantilatör özellikleri

$n_1=$						$n_2=$					
Deney No	Q_1 [m ³ /s]	ΔP_1 [Pa]	$N_{v,ge}$ [W]	$N_{v,gi}$ [W]	η_v [%]	Deney No	Q_2 [m ³ /s]	ΔP_2 [Pa]	$N_{v,ge}$ [W]	$N_{v,gi}$ [W]	η_v [%]
1						1					
2						2					
3						3					
4						4					
5						5					

İndirgeme için gösteriş şekli

ΔP_1 ve Q_1 , n_1 devir sayısında ölçülmüş, indirgenmemiş,

$n_3=2000$ d/d

ΔP_{13} ve Q_{13} , n_1 devir sayısında ölçülmüş, n_3 devir sayısına indirgenmiş,

ΔP_{23} ve Q_{23} , n_2 devir sayısında ölçülmüş, n_3 devir sayısına indirgenmiş değerlerdir.

Q_1 [m ³ /s]	Q_{13} [m ³ /s]	ΔP_1 [Pa]	ΔP_{13} [Pa]

Q_2 [m ³ /s]	Q_{23} [m ³ /s]	ΔP_2 [Pa]	ΔP_{23} [Pa]