

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

**DAVLUMBAZDA ENERJİ VERİMİNİN ARTTIRILMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Deha GÜLŞEN**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**HAZİRAN 2016**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

**DAVLUMBAZDA ENERJİ VERİMİNİN ARTTIRILMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Deha GÜLŞEN  
(301131008)**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim ve Teknoloji Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU**

**HAZİRAN 2016**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 301131008 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Deha GÜLŞEN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "DAVLUMBAZDA ENERJİ VERİMİNİN ARTTIRILMASI" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Filiz BAYTAŞ** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. İsmail TEKE** .....  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi** : **02 Mayıs 2016**  
**Savunma Tarihi** : **02 Haziran 2016**





**Aileme,**





## ÖNSÖZ

Günümüzde enerji verimliliği ve enerji verimliliğini arttırmak için yapılan çalışmaların ön plana çıktığı görülmektedir. Özellikle beyaz eşya sektöründe yapılan çalışmalar oldukça artmış ve bu alandaki ürünler üzerine detaylı uygulamalar gerçekleştirilmeye devam edilmektedir.

Tez çalışmamda bu alandaki davlumbaz ürününü inceleyerek özellikle davlumbazın perimetral yapısının işlevini kaybetmeden neden olduğu kayıpların iyileştirilmesiyle davlumbazın verimini arttırmaya yönelik bir çalışma gerçekleştirdim.

Yüksek lisans tez çalışmam kapsamında hiçbir zaman desteğini esirgemeyen ve beni yönlendirerek cesaretlendiren değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU' na teşekkür ederim.

Yüksek lisans tez çalışmalarımı gerçekleştirmek için gerekli olanakları sağlayan Arçelik A.Ş Merkez Arge Direktörlüğü' ne, çalışmalarında desteğini esirgemeyen Sn. Metin GÜL'e ve tez çalışmalarında emeği geçen Alper YAĞCI ve Çetin AYDINTUĞ' a teşekkür ederim.

Sevgisi ve desteğiyle her anımda yanımda olan Tutku DÜLGAR' a teşekkür ederim.

Son olarak maddi ve manevi destekleriyle her zaman yanımda olan AİLEM' e teşekkür ederim.

Mayıs 2016

Deha GÜLŞEN  
Makina Mühendisi



## İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER .....	ix
KISALTMALAR .....	xi
SEMBOLLER .....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY .....	xxiii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı .....	1
1.2 Davlumbaz Çalışma Prensibi .....	3
1.2.1 Çalışmada kullanılan davlumbaz modeli .....	5
1.3 Davlumbaz Enerji Sınıfı ve Performans Ölçüm Standartları .....	6
1.3.1 Akış verimliliği hesabı .....	6
1.3.2 Davlumbaz enerji sınıfı hesabı .....	7
1.4 Davlumbazın Akış Kanalı ve Emiş Bölgesindeki Reynolds Sayısının Hesaplanması .....	9
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....</b>	<b>11</b>
2.1 Davlumbaz Emiş Bölgesi İçin Kritik Akış Hızı.....	11
2.2 HAD İçin Türbülans Modelinin Belirlenmesi .....	12
2.3 Kanal İçi Akış İçin Türbülans Modelleri .....	13
2.3.1 $k - \epsilon$ modelleri.....	13
2.3.1.1 Standart $k - \epsilon$ modeli.....	14
2.3.1.2 RNG $k - \epsilon$ modeli .....	14
2.3.1.3 Realizable $k - \epsilon$ modeli .....	14
2.3.2 $k - \omega$ modeli .....	15
2.3.2.1 Standart $k - \omega$ modeli.....	15
2.3.2.2 SST $k - \omega$ modeli .....	15
<b>3. TASARIM METODOLİJİSİNİN OLUŞTURULMASI .....</b>	<b>17</b>
3.1 Parçalı Perimetral Tasarımı ile Elde Edilmesi Planlanan İyileştirmeler ve Kısıtlar .....	17
3.2 Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi.....	19
3.3 Dataların Toplanma Yöntemi.....	20
<b>4. RÜZGAR TÜNELİ BELİRSİZLİK ANALİZİ.....</b>	<b>23</b>
4.1 Ölçüm Belirsizlikleri ve Hesaplamaları .....	24
4.2 Rüzgar Tüneli Toplam Test Performans Belirsizliği .....	25
4.3 Çalışılan Debi Aralığı için Rüzgar Tüneli Deney Düzeninin Belirsizlik Analizi .....	27

<b>5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR</b> .....	<b>31</b>
5.1 Deney Düzenekleri .....	31
5.1.1 Debi ölçüm düzeneği.....	31
5.1.2 Ses gücü düzeyi ölçüm düzeneği .....	32
5.2 Davlumbaz Prototipinin Perimetralli ve Perimetrsiz Durumdaki Debi ve Enerji Sınıfı Değerlerinin Ölçümü .....	33
5.3 Tek Parça Perimetralli Prototipin Ses Gücü Düzeyi Ölçümleri .....	35
5.4 Prototip Kasasının Debiye Bağlı Oluşturduğu Basınç Kayıpları .....	36
5.5 Davlumbaz Alüminyum Filtrelerinin Oluşturduğu Basınç Kaybı .....	38
<b>6. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ANALİZİ</b> .....	<b>41</b>
6.1 Korunum Denklemleri.....	41
6.2 Ağ Elemanı Sayısının Belirlenmesi .....	42
6.3 Türbülans Modeli ve Doğrulanması.....	45
6.4 Perimetral Modellerinin HAD Analizi .....	48
6.4.1 Sınır koşulları .....	49
6.4.1.1 Hava giriş yüzeyi.....	50
6.4.1.2 Hava çıkış yüzeyi .....	51
6.4.1.3 Alüminyum filtre bölgesi .....	52
6.4.2 Akış analizi sonuçları .....	54
<b>7. ANALİZ SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRMELER</b> .....	<b>59</b>
7.1 Değişken Parametrelerin Debi Değerine Etkisi .....	60
7.2 Değişken Parametrelerin Emiş Bölgesi Köşelerindeki Akış Hızına Etkisi.....	63
7.3 Debi Değeri ve Emiş Bölgesi Köşelerindeki Akış Hızının Etkileşimi.....	71
7.4 Optimum Perimetral Tasarımı.....	76
<b>8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER</b> .....	<b>81</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>85</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>87</b>

## **KISALTMALAR**

<b>BLDC</b>	: Brushless DC motor
<b>EEI</b>	: Energy Efficiency Index
<b>EN</b>	: European Norm
<b>EU</b>	: Europe
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>FDE</b>	: Fluid Dynamics Efficiency
<b>IEC</b>	: International Electrotechnical Commission
<b>ISO</b>	: International Organization for Standardization
<b>PIV</b>	: Particle Image Velocimetry





## SEMBOLLER

$c_2$	: Atalet direnç faktörü
$D$	: Boru çapı
$D_h$	: Hidrolik çap
$\Delta n$	: Gözenekli bölge kalınlığı
$\varepsilon$	: Enerji kaybı oranı
$F$	: Dış kuvvetler
$f$	: Zaman faktörü
$\Phi, \Theta$	: X eksen bileşeni için açı değerleri
$g$	: Yer çekimi ivmesi
$k$	: Kinetik enerji
$Q$	: Hava hacimsel debisi
$Q_x$	: Debi değerinin x eksenindeki bileşeni
$P$	: Basınç
$P_x$	: Basınç değerinin x eksenindeki bileşeni
$Re$	: Reynolds sayısı
$\rho$	: Yoğunluk
$s$	: Saniye
$sa$	: Saat
$T$	: Sıcaklık
$\tau$	: Gerilme tensörü
$t_h$	: Davlumbaz günlük ortalama çalışma süresi
$t_L$	: Davlumbaz günlük ortalama aydınlatma süresi
$u, v, w$	: Yer değiştirme vektörü bileşenleri
$\nu$	: Kinematik viskozite
$v$	: hava akış hızı
$W$	: Güç
$X_3$	: Perimetral aralıklarının genişliği
$X_5$	: Perimetral aralıklarının konumu
$\Delta n$	: Gözenekli bölge kalınlığı
$s$	: Saniye
$sa$	: Saat
$T$	: Sıcaklık
$c_2$	: Atalet direnç faktörü
$X_3$	: Perimetral aralıklarının genişliği
$X_5$	: Perimetral aralıklarının konumu





## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

<b>Çizelge 1.1:</b> EU No: 66/2014 Regülasyonuna göre davlumbaz akış verimliliği sınıfları [4].....	7
<b>Çizelge 1.2:</b> EU 66/2014 regülasyonuna göre davlumbaz enerji verimliliği sınıfları[5].....	8
<b>Çizelge 2.1:</b> İsveç Enerji Ajansı' nın farklı debi bantlarındaki davlumbazlara göre çıkardığı koku giderim oranları [6]. ....	11
<b>Çizelge 3.1:</b> Tasarım parametrelerinin ve isimlerinin gösterilmesi. ....	19
<b>Çizelge 3.2 :</b> Belirlenen tasarım parametreleri ile oluşturdukları çıktılar. ....	20
<b>Çizelge 3.3 :</b> Minitab' te girdi ve çıktılarının tablo halinde gösterilmesi.....	21
<b>Çizelge 4. 1:</b> Normalize edilmiş P – Q karakteristik eğrisine göre belirsizlik katsayısı hesap tablosu. ....	30
<b>Çizelge 5.1:</b> Perimetralli ve perimetralsiz durumların performans değerlerinin karşılaştırılması. ....	35
<b>Çizelge 5.2:</b> Salyangozun tek başına olduğu ve salyangozun kasa içerisinde olduğu iki farklı durumdan elde edilen normalize edilmiş debi basınç – değerleri. ....	37
<b>Çizelge 5.3:</b> Alüminyum filtrelerin akış hızına bağlı basınç kaybı değişimi. ....	39
<b>Çizelge 6.1:</b> Parçalı perimetral değişkenlerine göre incelenen 25 farklı durum.....	49
<b>Çizelge 6.2:</b> Sınır koşulları. ....	50
<b>Çizelge 6.3:</b> Alüminyum filtrelerin akış hızına bağlı basınç kaybı değişimi. ....	52
<b>Çizelge 6.4:</b> 25 farklı parçalı perimetral modeli için hesaplanan debi değerleri. ....	54
<b>Çizelge 6.5:</b> Davlumbaz emiş bölgesinin 4 köşesindeki akış hızları ve ortalamaları. ....	57
<b>Çizelge 7.1:</b> Belirlenen tasarım parametreleri ile oluşturdukları çıktılar. ....	59
<b>Çizelge 7.2:</b> Minitab 17' de çalışma sayfasındaki değişken parametreler ve sonuçlar. ....	60
<b>Çizelge 7.3:</b> X5 parametresi için oluşan $\Delta v$ hız farkları.....	68
<b>Çizelge 7.4:</b> 25 davlumbaz modeli için emiş bölgesi akış hızı, çevre, alan ve Reynolds sayısı. ....	72
<b>Çizelge 7.5:</b> X3*X5 oranının değerleri.....	74
<b>Çizelge 7.6:</b> X3*X5 oranı 5888 değeri ve altında olan modeller. ....	77
<b>Çizelge 7.7:</b> İlk durumdaki tek parça perimetral ile parçalı perimetral prototiplerinin karşılaştırılması. ....	78



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

<b>Şekil 1.1:</b> Perimetralli davlumbaz.....	1
<b>Şekil 1.2:</b> PIV' de davlumbazın su buharı emişinin görsellenmesi.....	2
<b>Şekil 1.3:</b> Davlumbaz perimetral modeli ve parçalı perimetral modelinin tasarım değişkenlerinin gösterilmesi.....	3
<b>Şekil 1.4:</b> Pişirme işlemi ve davlumbaz kullanımı. ....	4
<b>Şekil 1.5:</b> Davlumbaz çalışma prensibi ve elemanları [2]. ....	5
<b>Şekil 1.6:</b> Davlumbaz dış görünümü. ....	6
<b>Şekil 1.7:</b> Tek parça perimetral yapısı. ....	6
<b>Şekil 1.8:</b> Davlumbaz üst şase ve hava emiş bölgesi. ....	10
<b>Şekil 2.1:</b> Havalandırma borusunun genel ve yönlendirme plakalı görünümü [7]....	12
<b>Şekil 3.1:</b> Perimetralin hava emiş bölgesi üzerindeki konumunun ve etki alanının gösterilmesi. ....	18
<b>Şekil 3.2 :</b> Perimetral tasarım parametrelerinin gösterimi. ....	19
<b>Şekil 4.1:</b> Rüzgar tüneline basınç – debi karakteristik eğrisi ve belirsizliği[11]. ....	23
<b>Şekil 4.2:</b> Basınç – debi karakteristik eğrisindeki ölçüm belirsizliklerinin x ekseninde gösterimi [11]. ....	27
<b>Şekil 4.3:</b> Normalize edilmiş basınç – debi karakteristik eğrisi. ....	29
<b>Şekil 5.1:</b> ANSI/AMCA 210-07 standardına göre kurulan rüzgar tüneli modeli [11]. ....	31
<b>Şekil 5.2:</b> Rüzgar tüneli deney düzeneği. ....	32
<b>Şekil 5.3:</b> Davlumbaz Ses Gücü Düzeyi Ölçüm Düzeneği.....	33
<b>Şekil 5.4:</b> Tek parça perimetralli prototipin rüzgar tüneline testleri.....	33
<b>Şekil 5.5:</b> Tek parça perimetralli prototipin basınç - debi eğrisi. ....	34
<b>Şekil 5.6:</b> Davlumbazın ses gücü düzeyi ölçümlerinin gerçekleştirilmesi. ....	35
<b>Şekil 5.7:</b> Salyangozun davlumbaz kasası içerisindeki konumu ve hava akışının hareket yönü. ....	36
<b>Şekil 5.8:</b> Davlumbaz kasasının normalize edilmiş karakteristik basınç - debi eğrisi. ....	38
<b>Şekil 5.9:</b> Davlumbazın 6 farklı çalışma noktasındaki alüminyum filtreli ve alüminyum filtersiz debi ölçümleri. ....	39
<b>Şekil 6.1:</b> Ağ elemanı sayısı ve debi değeri ilişkisi grafiği. ....	43
<b>Şekil 6.2:</b> Akış hızının kontrol edildiği emiş bölgesinin gösterilmesi. ....	44
<b>Şekil 6.3:</b> Üst emiş bölgesindeki akış hızının x eksenine doğrultusundaki değişimi. ....	44
<b>Şekil 6.4:</b> Minitab 17' de akış hızının ağ elemanı sayısına bağlı analizi. ....	45
<b>Şekil 6.5:</b> Davlumbaz akış hacmine atılan ağ elemanlarının gösterimi. ....	46

<b>Şekil 6.6:</b> Türbülans modellerinin 1000 iterasyonda verdikleri debi değeri.....	47
<b>Şekil 6.7:</b> Orjinal ve parçalı perimetral modelin analiz sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.....	48
<b>Şekil 6.8:</b> Davlumbaz modelinin X,Y,Z düzleminde gösterimi. ....	50
<b>Şekil 6.9:</b> Davlumbaz hava giriş yüzeyi. ....	51
<b>Şekil 6.10:</b> Hava çıkış yüzeylerinin görüntüsü. ....	51
<b>Şekil 6.11:</b> Perimetralin arkasında yer alan alüminyum filtre bölgesinin gösterimi. ....	52
<b>Şekil 6.12:</b> ANSYS Fluent paket programında gözenekli bölge tanımlanması.....	53
<b>Şekil 6.13:</b> Perimetral parçaları arasındaki mesafenin 5mm ve 25mm iken 340mm ve 420mm' ye konumlandırıldıkları duruma göre emiş bölgesi akış hızı dağılımları. ....	55
<b>Şekil 6.14:</b> X3:25mm ve X5:340mm olan modele göre tanımlanan planeler ve köşelerdeki akış dağılımı.....	56
<b>Şekil 7.1:</b> Regresyon analizi için incelenen değişken parametreler ve birbirleriyle olan kombinasyonları. ....	61
<b>Şekil 7.2:</b> Minitab 17' de X3 ve X5 değişkenlerinin tüm kombinasyonları için debi değerine göre regresyon analizi sonuçları. ....	61
<b>Şekil 7.3:</b> Regresyon analizi sonucunda debi değerine etki eden parametreler. ....	62
<b>Şekil 7. 4:</b> Perimetral aralığının(X3) debi değeri ile ilişkisi. ....	62
<b>Şekil 7. 5:</b> Perimetral aralığı konumunun (X5) debi değeri ile ilişkisi. ....	63
<b>Şekil 7.6:</b> X3 ve X5 değişkenlerinin tüm kombinasyonları için emiş bölgesinin 4 köşesindeki akış hızlarının ortalamasına göre regresyon analizi sonuçları.....	63
<b>Şekil 7.7:</b> Regresyon analizi sonucunda akış hızına etki eden parametreler. ....	64
<b>Şekil 7.8:</b> Perimetral aralığı (X3) ve akış hızı grafiği. ....	64
<b>Şekil 7.9:</b> Perimetral aralıkları (X3) 5mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi. ....	65
<b>Şekil 7.10:</b> Perimetral aralıkları (X3) 10mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi. ....	65
<b>Şekil 7.11:</b> Perimetral aralıkları (X3) 15mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi. ....	66
<b>Şekil 7.12:</b> Perimetral aralıkları (X3) 20mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi. ....	66
<b>Şekil 7.13:</b> Perimetral aralıkları (X3) 25mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi. ....	66
<b>Şekil 7.14:</b> Davlumbaz emiş bölgesinde akış hızı düşünün başladığı ve hava emişinin yoğunlaştığı bölgeler. ....	67
<b>Şekil 7.15:</b> Köşelerdeki akış hızı(X5) - perimetral aralıkları konumunun(X5) grafiği. ....	68
<b>Şekil 7.16:</b> X5 parametresi 340mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı. ....	68
<b>Şekil 7.17:</b> X5 parametresi 360mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı. ....	69
<b>Şekil 7.18:</b> X5 parametresi 380mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı. ....	69
<b>Şekil 7.19:</b> X5 parametresi 400mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı. ....	69
<b>Şekil 7.20:</b> X5 parametresi 420mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı. ....	70
<b>Şekil 7.21:</b> Davlumbazın alt ve üst emiş bölgesi ile ani akış hızı düşüşünün başlangıç noktası. ....	70
<b>Şekil 7.22:</b> Akış hızı ve debi değeri grafiği. ....	71
<b>Şekil 7.23:</b> Köşelerdeki akış hızı(m/s) ile Reynolds sayısı ilişkisi. ....	73
<b>Şekil 7.24:</b> Reynolds sayısı X3*X5 oranı grafiği. ....	75
<b>Şekil 7.25:</b> Köşelerdeki akış hızı - X3*X5 oranı grafiği. ....	75

**Şekil 7.26:** X3:15mm ve X5:380mm perimetral boyutlarına sahip prototip. .... 78





## DAVLUMBAZDA ENERJİ VERİMİNİN ARTTIRILMASI

### ÖZET

Son yıllarda diğer sektörlerde olduğu gibi beyaz eşya sektöründe de enerji verimliliği değerleri ön plana çıkmaktadır. Buna kullanıcıların satın aldıkları ürünlerin enerji tüketimlerine gösterdikleri ilginin yanı sıra, standart kuruluşların beyaz eşya sektörü için getirmiş oldukları deklarasyon zorunlulukları ve belirledikleri kısıtlar neden olmaktadır. Tez çalışması kapsamında da buradan yola çıkılarak özellikle rekabetin üst seviyelere yaklaştığı ve enerji verimliliğinin iyileştirilebilmesi için detaylı çalışmaların gerektiği davlumbaz ürününün enerji veriminin iyileştirilmesi hedeflenmiştir.

Tez çalışması, mevcut durumda A enerji sınıfı olan perimetralli ve 90 cm olan bir ürün üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada perimetralli bir ürün seçilmesinin sebebi, özellikle hava perdesi oluşturarak yemek buharı toplama ve koku giderim faktörünü arttırmaya yarayan perimetral yapısının optimize edilerek davlumbazın enerji verimliliği değerinin iyileştirilebileceğinin düşünülmesidir. Bu yüzden perimetral tasarımının optimizasyonu için kritik parametrelerin belirlendiği bir tasarım metodolojisi oluşturulmuştur.

Çalışma kapsamında davlumbazda parçalı perimetral yapısına geçişin emiş bölgesindeki akış hızlarının karakteristiğine ve davlumbazın debi değerine olan etkisi sayısal ve deneysel olarak analiz edilmiştir. Sayısal analiz için parçalı perimetralde ortaya çıkan perimetral aralıklarının genişliği ve perimetral aralıklarının konumu, hava debisi ve emiş bölgesindeki akış hızları gibi parametreler dikkate alınmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi için ANSYS Fluent paket programı kullanılmıştır.

HAD analizlerini doğrulamak için rüzgar tüneline debi ölçümleri yapılmış ve sayısal sonuçlar ilk durum ve parçalı perimetral geometrisi için %1,54 olan rüzgar tüneline belirsizliği içerisinde kalarak doğrulanmıştır. Daha sonra doğrulanmış analiz sonuçlarına göre parçalı perimetral optimizasyonu için %3 ile %9 arasında hata payı veren, debi ve emiş bölgesi köşelerindeki akış hızına bağlı 2 adet denklem elde edilmiştir.





## **INCREASING THE EFFICIENCY OF RANGE HOOD**

### **SUMMARY**

In recent years, the energy efficiency has come into prominence for white goods manufacturers because of imposing declaration requirement by standart commissions. Also the users have paid more attention to energy efficiency values of white goods. In this thesis, improving the energy efficiency of the hood was aimed in accordance with these events. On this subject, the level of competition has increased and detailed workings should be necessary improving energy efficiency of hood.

Thesis was worked through 90 centimeter perimetral hood and the hood was A energy efficiency class. Perimetral hood was selected because of considering optimization of perimetral size can increase the energy efficiency value due to decrease the flowrate drop. Perimetral creates air baffle and improves odour reduction factor and collecting oil vapor. So, designed methodology was composed with critical parameter of perimetral size for optimization of perimetral size.

Perimetral structure is especially used by 90cm hoods, because the fan which provides air suction, is placed in the top region of the hood structure and this situation directs the water vapor to the start point of top region of the hood. So water vapor can be spread around without suction. Using perimetral directs the air suction to the round of perimetral and air suction is distributed more homogeneously. The air suction of perimetral hood was viewed in the PIV (Particle Image Velocimetry) Room. If the air velocity in the air suction region of the hood, is decreased below critical velocity rate, water vapor spreads around without suction. Therefore, the air velocity should not be decreased below the critical velocity rate which was determined by literature.

First of all, the pressure – airflow rate curve was determined in the wind tunnel and fluid dynamic efficiency and energy efficiency index were calculated according to standarts. Fluid dynamic efficiency and energy efficiency index are calculated according to Commission Delegated Regulation (EU) No 65/2014 [4] and

Commission Delegated Regulation (EU) No 66/2014 [5]. Aerodynamic Performance Rating is calculated according to IEC 61591 International Standard [3].

According to the first measurement of performance, the perimetral hood had 820 m<sup>3</sup>/h airflow rate, A class fluid dynamic efficiency and A class energy efficiency index. Then the performance measurement of hood was repeated without perimetral. According to the results, perimetral causes 120 m<sup>3</sup>/sa airflow rate drop. Therefore, the hood can be reached A+ energy classes when the airflow rate drop of perimetral is removed.

In this thesis, the effect on airflow rate and air velocity of three parts perimetral structure was analyzed both numerically and experimentally. Perimetral gap with and their places, airflow rate, air velocity of suction area were analyzed in numerical as critical parameters. ANSYS software was used for computational fluid dynamics analysis.

Before starting to the CFD analysis, the literature search was conducted. According to the research, the turbulence model should be chosen according to very close results to experimental results. The critical air velocity was set at 2,6 m/s according to the minimum flowrate for maximum odour reduction factor from Swedish Energy Agency comments.[6]

Another important issue was to validate the numerical analysis results with experimental data. Uncertainty analysis of the wind tunnel carried out, that the flow rate measurements of hood is made in. According to uncertainty analysis, the uncertainty rate was 1,54 percent.

The numerical analysis was validated by experimental results which was tested in air tunnel and in 1,54 percent agreement was seen. Then according to numerical results, two equations were created for optimizing perimetral size. They had between 3 and 9 percent agreement.

According to CFD analysis results, increasing X3 parameter ( the width of perimetral gap) that was appeared because of partial perimetral structure, increases the airflow rate of hood. Besides increasing X3 parameter causes decreasing the air velocity of air suction region.

X5 parameter ( the position of the perimetral gap width) has an effect on airflowrate less than X3 parameter' s effect and increasing X5 parameter causes increasing

airflow rate. Besides, increasing X5 parameter causes decreasing air velocity of air suction region, but the effect on air velocity of air suction region is very small.

When the perimeter divided 3 parts, air suction is greater around the middle part. Therefore the instantaneous air velocity drop is occurred at the position of the perimeter gap width.

According to CFD analysis results, the effects of X3 and X5 parameters on the airflow rate and air velocity of air suction region were analyzed in Minitab 17 software. Then this effects were formulized with accuracy rates. Because of effects of X3 and X5 parameters on airflow rate and air velocity of air suction region, the relation was created for X3 and X5 parameters as X3\*X5. This X3\*X5 value was used in the formulas which can be seen below:

- air velocity at the corners of the suction  $\left(\frac{m}{s}\right) = 61,23 - 0,06848574 \cdot \text{Debi} \left(\frac{m^3}{s}\right) - \%88,3$
- Airflow rate  $\left(\frac{m^3}{h}\right) = 841,97 + 0,002406 \cdot (X3 \cdot X5) - \%91,4$
- air velocity at the corners of the suction  $\left(\frac{m}{s}\right) = 3,660 - 0,000180 \cdot (X3 \cdot X5) - \%97,6$

2,6 m/s critical air velocity value was used in the formula and the maximum X3\*X5 value was calculated for maximum airflow rate from the formulas. According to calculation, the parameters were determined as X3, X5 vs 15mm, 380mm. The prototype was built for specified model, then the prototype was tested in the wind tunnel. According to test results, the airflow rate was improved 25 m<sup>3</sup>/h, the fluid dynamic efficiency was improved 1 percent, energy efficiency index was improved 2,1 percent and the annual energy consumption was improved 8 percent. A+ energy class was obtained by these improvements for range hood.

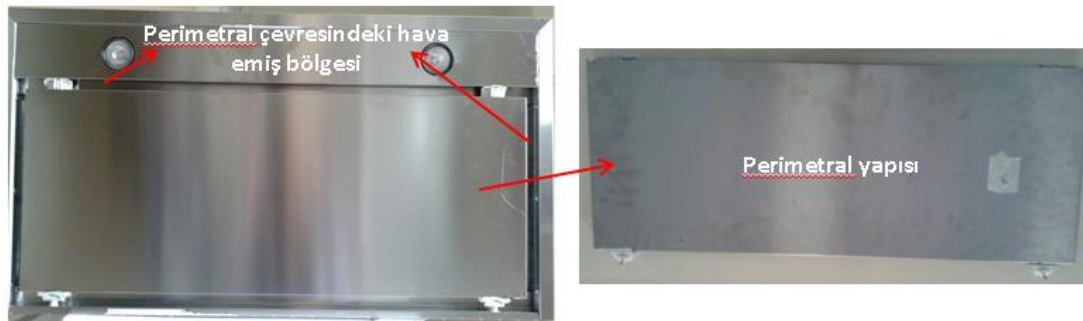


## 1. GİRİŞ

Günümüzde davlumbaz mutfak alanındaki yaşamı iyileştirmesi ve aynı zamanda mutfak dekorasyonu ile bütünlük sağlamasıyla beyaz eşya kullanıcıları için önemi git gide artan bir üründür. Mutfakta uzun süre zaman geçirenler için dış tasarımının yanında özellikle performans parametreleri davlumbaz tercihlerinde ve satın alımlarında öne çıkmaktadır. Yakın tarihte ülkelerin ve şirketlerin insanların dikkatini küresel ısınmaya karşı dikkat çekmeye çalışmaları, beyaz eşya kullanıcılarının da çevreye daha duyarlı olmasını tetiklemiş ve artık beyaz eşyaların da çevreye daha duyarlı, enerji tasarruflu olmaları kullanıcıların beklentisi olarak debi ve ses gücü düzeyi gibi parametrelerin yanına eklenmiştir. Bu durum üreticileri “yüksek performans” sunan ve aynı zamanda “enerji sınıfı değerleri yüksek” ürünler tasarlamaya yönlendirmiştir. [1]

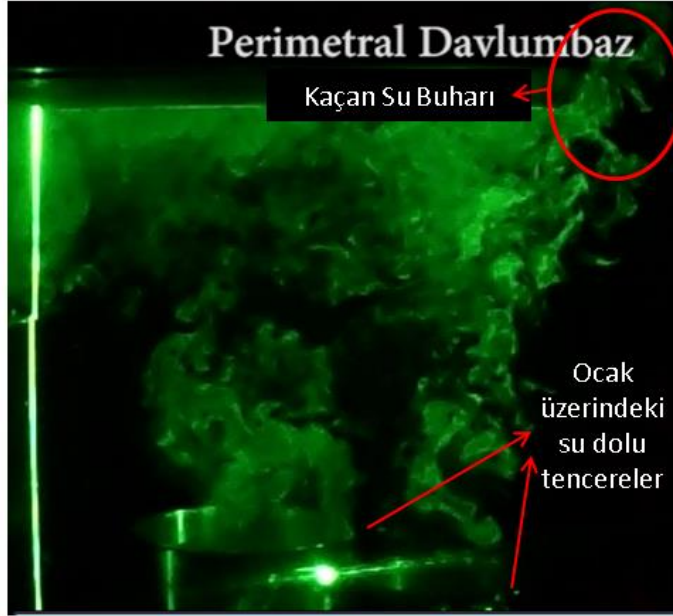
### 1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı; üzerinde çalışılacak olan davlumbazın, emiş bölgesinde hava perdesi oluşturan ve alüminyum filtrelerin gözükmelerini engelleyen perimetral yapısının çevresindeki akış hızına bağlı olan koku giderim performansını düşürmeden, perimetralin oluşturduğu debi kayıplarını minimize ederek enerji sınıfı değerlerini yükselten perimetral tasarımı yapmaktır. Aşağıdaki Şekil 1.1’ de perimetral yapısı ve davlumbazdaki konumu gösterilmektedir.



Şekil 1.1: Perimetrali davlumbaz.

Şekil 1.2, PIV odada yapılan akış görselleme çalışmaları perimetral çevresindeki akış hızlarının yeterli olmaması durumunda ocaktaki tencerelerden yükselen su buharının davlumbaz tarafından emilmeden oda içerisine dağılabileceği göstermektedir.



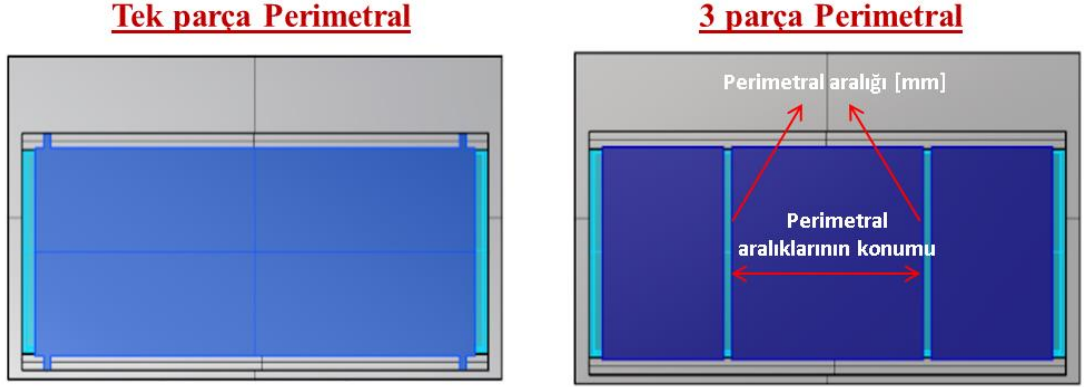
Şekil 1.2: PIV' de davlumbazın su buharı emişinin görsellenmesi.

Davlumbaz tarafından emilmeden mutfak ortamına dağılan su veya yemek buharı ile birlikte, pişirilen yemeklerin kokusu da mutfak ortamına dağılacaktır. Yemekten yayılan kokunun mutfak ortamından uzaklaştırılması müşterilerin performans tarafında yüksek debi değeri ile birlikte birincil olarak beklentisini oluşturmaktadır.

Rüzgar tüneline davlumbaz kasası üzerinde yapılan çalışmalar sabit devirde hareket edebilen motorların kullanıldığı davlumbazlarda kasa basınç kayıplarının azaltılmasının debi değerini arttırdığını, bu durumun da akış verimliliğini ve paralelinde ürünün enerji sınıfı değerlerini de iyileştirdiğini göstermektedir.

Çalışmada kullanılan davlumbazın tek parça halinde olan perimetral yapısının, üç parçaya bölünerek perimetralden kaynaklanan debi kaybının minimize edilebileceği ve bu sayede fan devir değeri değiştirilmeden akış verimliliği ile birlikte davlumbazın enerji sınıfı değerinin de iyileştirilebileceği düşünülmektedir. Ancak önceki paragraflarda belirtildiği gibi emiş bölgesinin dört köşesindeki akış hızlarının belirli bir değerin altına inmesi koku giderim oranının düşmesine yani su buharının emilmeden ortama dağılmasına sebep olmaktadır. Bu yüzden tez kapsamında emiş bölgesinin dört köşesi için alt limit olacak şekilde kritik akış hızı değeri tanımlanmış

ve belirtilen bölgelerde kritik akış hızı değerinin altına inilmeden perimetralin yarattığı debi kayıplarını minimize ederek davlumbaz enerji verimi değerini iyileştiren perimetral geometrisi optimizasyonu yapılmıştır.



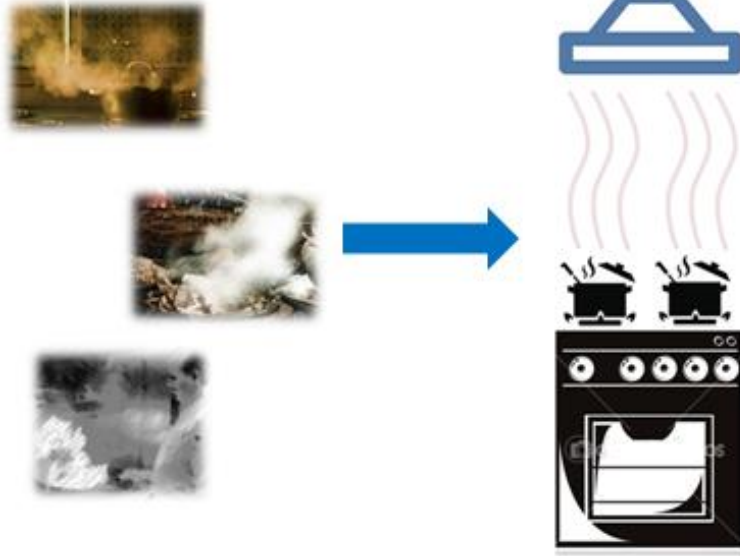
**Şekil 1.3:** Davlumbaz perimetral modeli ve parçalı perimetral modelinin tasarım değişkenlerinin gösterilmesi.

Şekil 1.3' teki üç parçadan oluşan perimetral tasarımında, emiş bölgesinin dört köşesindeki akış hızına ve debi miktarına etki edecek olan iki adet tasarım değişkeni belirlenmiştir. Bunlardan biri perimetral parçalarının birbirleri arasındaki perimetral hava emiş aralığı ve diğeri ise bu aralıkların perimetral üzerindeki konumlarıdır.

## 1.2 Davlumbaz Çalışma Prensibi

Pişirme işlemi sırasında oluşan hava akımı, içerisinde yoğun miktarda yağ ve benzeri kirleticiler barındırmaktadır. Davlumbazlar pişirme sürecinde oluşan bu kirleticilerin, kokuların, atık ısının ve oluşan nemin atılması veya filtre edilmesine yaramaktadır.

## İstenmeyen Koku/Duman/Isı



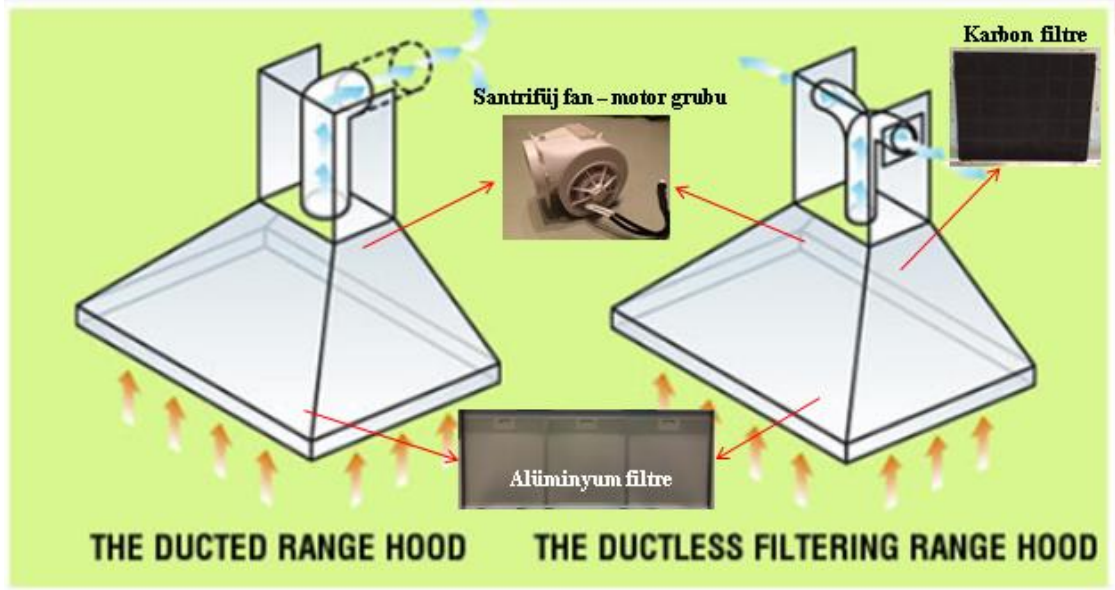
**Şekil 1.4:** Pişirme işlemi ve davlumbaz kullanımı.

Şekil 1.4' te yemek pişirme esnasında oluşan atıklar ve davlumbazın kullanım şekli gösterilmektedir. Davlumbaz ürünü pişirme işlemi yapılan her ortamda kullanılabilir ve bu ortamlara örnek olarak aşağıdaki kullanım alanları verilebilir;

- Ev/Mutfak Alanı
- Restoranlar
- Endüstriyel Mutfaklar
- Açık Hava Barbeküler
- Oteller

Davlumbaz ürün grubu; hava emiş bölgesinde bulunan alüminyum ve/veya karbon filtreler, emilen havanın ilerlediği akış patikası ve havayı emip dışarı atılmasına yarayan santrifüj fan – motor grubu elemanlarından oluşmaktadır.





**Şekil 1.5:** Davlumbaz çalışma prensibi ve elemanları [2].

Şekil 1.5’ te görülen davlumbazlar iki tip kullanım şekline sahiptirler. Birinci durumda emilen hava baca yardımı ile dış ortama atılırken, ikinci durumda emilen hava ekstra filtrasyon işlemine tabi tutularak davlumbaz tarafından tekrar bulunduğu ortama verilir.

Davlumbaz çalışma prensibi gereği pişirme esnasında oluşan yağlı, kirli hava ve koku fan yardımıyla emilir ve filtrelerin içerisinden geçmesi sağlanır. Filtrelerin içerisinden geçişi esnasında hava içerisindeki yağ ve kirleticiler, filtreler yardımı ile tutulur. Geriye kalan koku ve hava, bacalı davlumbazlarda dışarıya atılır. Bacasız davlumbazlarda ise ekstra karbon filtreler içerisinden geçirildikten sonra tekrar ortama verilir.

### **1.2.1 Çalışmada kullanılan davlumbaz modeli**

Çalışmada Şekil 1.6’ da görülen davlumbaz modeli kullanılmıştır. Davlumbaz 90cm’ lik perimetralli, A enerji sınıfı ve 820 m<sup>3</sup>/sa debi değerine sahip bir prototiptir. Üründe Şekil 1.7’ de de görülen tek parça halinde perimetral yapısı bulunmaktadır.



**Şekil 1.6:** Davlumbaz dış görünümü.

Ürün içerisinde enerji verimliliğine en çok etki eden komponentlerden biri olan BLDC (Brushless DC Motor) motor kullanılmakta ve BLDC motor sayesinde ürün farklı basınç değerlerinde de sabit devirde çalışmaya devam etmektedir.



**Şekil 1.7:** Tek parça perimetral yapısı.

### **1.3 Davlumbaz Enerji Sınıfı ve Performans Ölçüm Standartları**

#### **1.3.1 Akış verimliliği hesabı**

Davlumbazlarda enerji sınıfı hesaplamaları IEC 61591 standardının belirlediği çalışma koşullarına göre rüzgar tüneli deney düzeneğinde yapılmaktadır. Testlerin yapıldığı çalışma koşulları davlumbazın en yüksek hız kademesini kapsamaktadır ve test esnasında davlumbazın filtreleri üzerinde takılı bırakılmaktadır. En yüksek hız kademesinde ürünün sırası ile farklı basınç noktalarındaki debi değerleri ölçülerek basınç – debi eğrisi çıkarılmaktadır.

Basınç – debi eğrisi çıkarılırken aynı zamanda ölçümü alınan noktalarda ürünün çektiği güç değerleri de kaydedilmektedir. Ölçüm minimum 20 farklı nokta için yapılmaktadır. [3]

**Çizelge 1.1:** EU No: 66/2014 Regülasyonuna göre davlumbaz akış verimliliği sınıfları [4].

Davlumbaz için akış verimliliği sınıfları	
Akış verimliliği sınıfları	Akış verimliliği (FDE <sub>hood</sub> )
A (en verimli)	$FDE_{hood} > 28$
B	$23 < FDE_{hood} \leq 28$
C	$18 < FDE_{hood} \leq 23$
D	$13 < FDE_{hood} \leq 18$
E	$8 < FDE_{hood} \leq 13$
F	$4 < FDE_{hood} \leq 8$
G (en verimsiz)	$FDE_{hood} \leq 4$

Çizelge 1.1’ de davlumbaz akış verimliliği sınıfları belirtilmektedir ve akış verimliliği değerine göre Çizelge 1.1’ deki harflendirmeler kullanılmaktadır. Akış verimliliği hesabı aşağıda belirtilen formüle göre yapılmakta ve ölçümü alınan 20 adet basınç – debi noktasından en verimli nokta için hesaplanan değer davlumbazın akış verimliliği değeri olarak kabul edilmektedir.

$$FDE_{hood} = \frac{Q_{BEP} \times P_{BEP}}{3600 \times W_{BEP}} \times 100 \quad (1.1)$$

$Q_{BEP}$ : En verimli noktadaki debi değeri, m<sup>3</sup>/sa

$P_{BEP}$ : En verimli noktadaki statik basınç değeri, Pa

$W_{BEP}$ : En verimli noktadaki güç değeri, W [4]

### 1.3.2 Davlumbaz enerji sınıfı hesabı

Davlumbazların üzerinde standartların getirdiği zorunluluktan dolayı performans ve ses gücü düzeyi değerlerinin yer aldığı etiket bulunmaktadır. Ayrıca ürün içerisindeki fiş diye tabir edilen kağıt üzerinde ayrıntılı olarak debi değerlerine yer verilmektedir.

Avrupa Parlamentosu’ nun 2014 yılında yayınladığı EU No 66/2014 regülasyonunda belirtilen hesaplama yöntemlerine göre en yüksek hız kademesinde çıkarılan basınç – debi değerlerinin en verimli noktası çalışma noktası olarak kabul edilir. Davlumbazın enerji sınıfı ise bu noktaya göre belirlenen “enerji verimliliği indeksi” ne göre tespit edilmektedir. [5]

**Çizelge 1.2:** EU 66/2014 regülasyonuna göre davlumbaz enerji verimliliği sınıfları[5].

Davlumbaz için enerji verimliliği sınıfları				
Enerji verimliliği sınıfları	Enerji verimliliği değeri (EEI <sub>hood</sub> )			
	Etiket 1	Etiket 2	Etiket 3	Etiket 4
A+++ (en verimli)				EEI <sub>hood</sub> < 30
A++			EEI <sub>hood</sub> < 37	30 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 37
A+		EEI <sub>hood</sub> < 45	37 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 45	37 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 45
A	EEI <sub>hood</sub> < 55	45 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 55	45 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 55	45 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 55
B	55 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 70	55 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 70	55 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 70	55 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 70
C	70 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 85	70 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 85	70 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 85	70 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 85
D	85 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 100	85 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 100	85 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 100	EEI <sub>hood</sub> ≥ 85
E	100 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 110	100 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 110	EEI <sub>hood</sub> ≥ 100	
F	110 ≤ EEI <sub>hood</sub> < 120	EEI <sub>hood</sub> ≥ 110		
G (en verimsiz)	EEI <sub>hood</sub> ≥ 120			

Çizelge 1.2’ de davlumbaz için verilen enerji sınıfları ve enerji sınıfı değerleri belirtilmektedir. En verimli çalışma noktası için EU No 66/2014 regülasyonuna göre verilen enerji verimliliği indeksi’ nin formülasyonu aşağıdaki gibidir.

$$EEI_{hood} = \frac{AEC_{hood}}{SAEC_{hood}} \times 100 \quad (1.2)$$

SAEC<sub>hood</sub>: Davlumbazın standart yıllık enerji tüketimi, kWh/y(yıl)

AEC<sub>hood</sub>: Davlumbazın yıllık enerji tüketimi, kWh/y

Formülasyonda belirtilen standart yıllık enerji tüketiminin (SAEC<sub>hood</sub>) hesabı aşağıdaki gibidir [5]:

$$SAEC_{hood} = 0,55 \times (W_{BEP} + W_L) + 15,3 \quad (1.3)$$

W<sub>BEP</sub>: En verimli noktada davlumbazın çektiği güç değeri, Watt

W<sub>L</sub>: Davlumbazın aydınlatma sisteminin nominal güç değeri, Watt

Formülasyonda yer alan bir diğer yıllık enerji tüketiminin(AEC<sub>hood</sub>) hesabı aşağıdaki gibidir [5]:

$$AEC_{hood} = \frac{[W_{BEP} \times (t_h \times f) + W_L + t_L]}{60 \times 1000} \times 365 \quad (1.4)$$

t<sub>L</sub>: günlük ortalama aydınlatma süresi, dakika ( t<sub>L</sub>= 120)

t<sub>h</sub>: davlumbaz günlük ortalama çalışma süresi, dakika ( t<sub>H</sub>= 60)

f: zaman faktörü

Yukarıdaki zaman faktörü aşağıdaki şekilde hesaplanan boyutsuz bir sayıdır [5]:

$$f = 2 - (FDE_{hood} \times 3,6) / 100 \quad (1.5)$$

Enerji verimliliği indeksinin hesaplandığı formülasyonlar incelendiğinde akış verimliliği değerinin enerji sınıfı değerine doğrudan etkisi olduğu görülmektedir. Bu yüzden akış verimliliğinde elde edilen iyileştirmeler ile davlumbazın enerji sınıfı değerinde de iyileşmeler elde etmek mümkündür.

Akış verimliliğine etkisi olan bir diğer parametre ise ürün üzerinde kullanılan lambaların toplam güç değeridir.

#### **1.4 Davlumbazın Akış Kanalı ve Emiş Bölgesindeki Reynolds Sayısının Hesaplanması**

Kanal veya boru içerisindeki akışlar, farklı geometrilerdeki borular içerisinde farklı hızlardan ve farklı akışkanlardan oluşabilmektedir. Boru içerisindeki akış için belirtilen bu değişkenler akışın düzenini etkilemektedir. Boru içerisinde düzenli olarak ilerleyen akış modeline laminer akış denilirken, yüksek derecede düzensizliğe sahip akışlara ise türbülanslı akış denilmektedir. Yüksek derecede düzensiz akışın oluşumu genellikle yüksek akış hızlarına ulaşıldığında ve aynı zamanda akışkanın cinsine yani viskozitesine bağlı olarak gerçekleşmektedir.

Laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş birçok faktörün yanında geometriye, yüzey pürüzlülüğüne, akış hızına, yüzey sıcaklığına ve akış türüne bağlıdır. Akış düzeni atalet kuvvetler ile viskoz kuvvetlerin dahil edildiği ve Reynolds sayısı olarak adlandırılan sayısal değere göre hesaplanmaktadır. Dairesel boru için Reynolds sayısı formülasyonu aşağıdaki gibidir.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (1.6)$$

v: ortalama akış hızı, m(metre)/s(saniye)

D: boru çapı, m

$\nu$ : hava için kinematik viskozite, m<sup>2</sup>/s

Dairesel olmayan borulardaki akışlar için ise kanalın hidrolik çapının dahil edildiği aşağıdaki formül kullanılmaktadır.

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu} \quad (1.7)$$

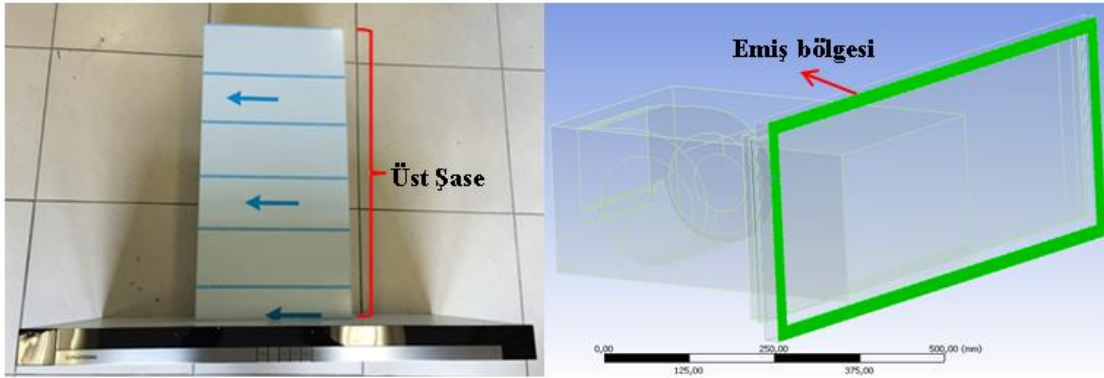
$D_h$ : hidrolik çap, m

Formülde kullanılan hidrolik çap ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{alan}}{\text{ıslak çevre}} \quad (1.8)$$

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile analiz edilen davlumbazın, içerisindeki hava akışının düzeni analizde kullanılan modelin belirlenmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Bu yüzden davlumbaz içerisindeki akış modelinin belirlenmesi için davlumbazın akış kanalı ve emiş bölgesindeki Reynolds sayıları hesaplanmıştır.

Kullanılan davlumbazın mevcut durumdaki üst şase hidrolik çapı 0,27484 m' dir. 820 m<sup>3</sup>/sa debi değeri için ortalama akış hızı ise 2,9598 m/s' dir. Üst şase için Reynolds sayısı;  $Re_{\text{üst şase}} = 55717$  olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 1.8:** Davlumbaz üst şase ve hava emiş bölgesi.

Şekil 1.10' da gösterilen davlumbazın emiş bölgesi için hesaplanan hidrolik çap ise 0,04587 m' dir. Emiş bölgesindeki ortalama akış hızı ise 4,303 m/s' dir. Emiş bölgesi için Reynolds sayısı;  $Re_{\text{emiş bölgesi}} = 13519$  olarak hesaplanmıştır.

Hesaplanan Reynolds sayıları türbülanslı rejime geçiş için kritik Reynolds sayısı olan 2300' e göre değerlendirildiğinde, her iki bölgedeki Reynolds sayıları da 2300' den büyüktür ve türbülanslı akışa sahiptir. Bu yüzden hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile yapılan analiz için türbülans akış modelleri değerlendirilmiştir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

### 2.1 Davlumbaz Emiş Bölgesi İçin Kritik Akış Hızı

İsveç Enerji Ajansı 2011 yılında davlumbaz için çıkarılan ekodizayn koşulları ve enerji sınıfı etiketi zorunluluğu üzerine, enerji sınıfının hesaplanma yöntemi üzerine bir takım çalışmalar yapmıştır. Yapılan çalışmalarda koku giderim faktörünün enerji sınıfı hesabında ön plana çıkarılması gerektiği savunulmaktadır.

Bu doğrultuda 2009 yılında İsveç' te 10 farklı davlumbaz markasının ürünlerinin yer aldığı bir test çalışması gerçekleştirmişlerdir. Testlerde kullanılan davlumbazlar farklı debi bantlarında ve baca tipli ürünlerden oluşmaktadır. Ayrıca testlerin tamamının ISO ve EN standartlarına uygun olarak gerçekleştirildiği belirtilmektedir. Koku giderim oranının belirlenmesi EN61591 standardına göre gerçekleştirilmiştir. [6]

**Çizelge 2.1:** İsveç Enerji Ajansı' nın farklı debi bantlarındaki davlumbazlara göre çıkardığı koku giderim oranları [6].

Test edilen cihaz	Debi (m <sup>3</sup> /sa)	Koku giderim faktörü (%)	Motor gücü (W)
A	288	76,1	100
B	308	94,3	142
C	315	95	134
D	490	98,8	162
E	587	99	161
F	615	99,2	175
G	655	99,4	251
H	675	99,7	213
I	700	99,6	246
J	998	99,5	298

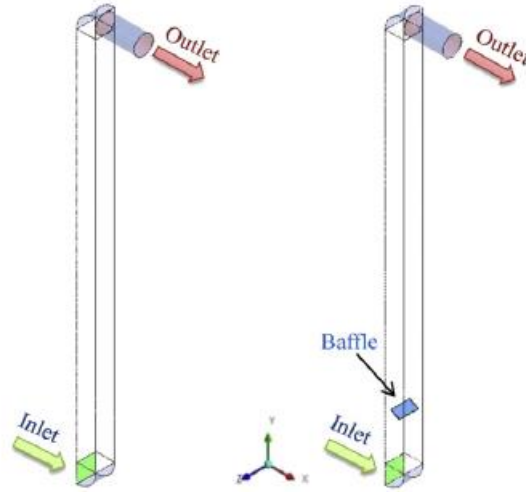
Çizelge 2.1' deki test sonuçları incelendiğinde belirli bir debi değerinden sonra koku giderim oranlarının artmadığı görülmektedir. Yaklaşık olarak 300 m<sup>3</sup>/sa debi değeri mertebelerinde koku giderim oranı %95 mertebelerine ulaşmaktadır. Debi 500 m<sup>3</sup>/sa değerlerine ulaştığında ise koku giderim oranı % 99 mertebelerindedir. Buradan yola

çıkarak  $500 \text{ m}^3/\text{sa}$  ve üzerindeki debi değerlerinde koku giderim oranlarında belirgin bir artış olmadığı tespit edilmiştir.

Tez çalışması kapsamında kritik tasarım parametrelerinden bir tanesi olan davlumbaz emiş bölgesinin dört köşesindeki akış hızlarının, duman ve koku emilimlerini sağlayacak kadar yüksek olması gerektiği belirtilmiştir. Yukarıdaki çalışmadan yola çıkılarak emiş bölgesi kritik akış hızının belirlenmesinde,  $500 \text{ m}^3/\text{sa}$  debi değeri ve elde edilen %99 koku giderim oranı referans olarak alınmıştır. Tez çalışmasında kullanılacak olan davlumbaz prototipinin emiş bölgesinde  $500 \text{ m}^3/\text{sa}$  debi değerinde yakalayabileceği ortalama akış hızı değeri, parçalı perimetral tasarım optimizasyonu için kritik akış hızı değeri olarak kullanılmıştır. [6]

## 2.2 HAD İçin Türbülans Modelinin Belirlenmesi

Nguyen Lu Phuong ve Kazuhide Ito havalandırma kanalındaki akışın davranışını ve belirli bir boyuttaki partiküllerin hareketini incelemişlerdir. [7] Farklı modeller ile yapılan HAD analizi çalışmasındaki sonuçları, PIV deneylerindeki partikül hızları ile ve birbiri ile karşılaştırmışlardır. Karşılaştırmada Low Reynold  $k - \epsilon$  türbülans modeli, RNG ( renormalization group )  $k - \epsilon$  türbülans model ve SST ( shear stress transport )  $k - \omega$  türbülans modeli kullanılmaktadır.



**Şekil 2.1:** Havalandırma borusunun genel ve yönlendirme plakalı görünümü [7].

Şekil 2.1' de yer alan hava borusunun yapısı, içerisinde fan bulunması ve ayrıca akış hızlarının arttığı hava yönlendirme aparatından dolayı tez çalışmasında analizi yapılacak olan davlumbaz modeli ile benzerlik göstermektedir. Makalenin sonuçları



incelendiğinde analizde kullanılacak en uygun türbülans modelinin deneysel sonuçlarla ve birbirleri ile karşılaştırılmaları sonucunda elde edildiği görülmektedir. Ayrıca fanın bulunduğu bölge ve çevresine etki ettiği, kanal içerisinde ilerledikçe akışın fanın etkisinden uzaklaştığı belirtilmektedir.

Benzer şekilde Michele Pinelli ve Alessio Suman davlumbaz geometrisinin hava akışı üzerine olan etkisini HAD analizi ile incelemişlerdir. Bu çalışmada davlumbaz geometrisinin hava akışı üzerine etkisinin incelendiği durum için fanın modellenmediği ve hava giriş, çıkış bölgelerine sınır koşulları tanımlanarak analizlerin yapıldığı görülmektedir. [8]

Buradan yola çıkarak davlumbaz analizinde fanın bulunduğu bölgeye prototipin debi değerine göre deneysel olarak tespit edilen basınç değeri negatif olarak tanımlanmış ve türbülans modeline deneysel sonuçlara olan yakınlığa göre karar verilmiştir. Bu şekilde kullanılan türbülans modeli de doğrulanmış olmaktadır.

### **2.3 Kanal İçi Akış İçin Türbülans Modelleri**

Türbülans yüksek Reynolds sayısının olduğu durumlarda, akışın 3 boyutlu ve kararsız şekilde hareket etmesiyle oluşmaktadır. Teknik olarak akışkanın düşük viskozitesinden kaynaklanmaktadır.

Prensipte türbülans Navier Stokes Denklemleri olarak tanımlanabilir, ancak hesaplamaların yapılacağı bilgisayarlar için yüksek CPU özellikleri gerektirdiğinden Navier Stokes denklemleri bir takım filtrelemelerden sonra kullanılmaktadır.

Bu aşamada türbülans modeli seçimi uygulanacak akışa ve geometriye, kullanılacak bilgisayarın özelliklerine, çözüm süresinin ekonomik olarak kullanılmasına ve deneysel sonuçlarla olan doğruluğa bağlı olarak karar verilmektedir.

Mühendislik uygulamaları içerisinde ve özellikle kanal içi akışın olduğu durumlarda yaygın olarak kullanılan Standart, RNG ve Realizable  $k - \epsilon$  ile Standart ve SST  $k - \omega$  modelleri incelenmiştir. [9][10]

#### **2.3.1 $k - \epsilon$ modelleri**

İki denklemlilik model olan  $k - \epsilon$  modeli hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin endüstriyel uygulamalarında en yaygın kullanılan modelidir. Bu yöntem 2 adet transport denklemi ve Eddy Viscosity yaklaşımını kullanan Reynolds Stresses modelini çözmektedir.

Sağlam, ekonomik ve makul oranlarda doğruluk içermesi  $k - \epsilon$  modellerinin endüstriyel çalışmalarda popüler olmasına sebep olmuştur. Ancak aerodinamik gövdeler üzerinde, pürüzsüz yüzeyleri ayıran fazla optimistik sonuçlar vermesinden dolayı yüzeysel aerodinamik çalışmalarda daha az tercih edilmektedir. [9]

### **2.3.1.1 Standart $k - \epsilon$ modeli**

$k - \epsilon$  modeli türbülans kinetik enerjisi ( $k$ ) ve enerji kaybı oranı( $\epsilon$ ) için 2 adet transport denkleminin bağı olarak çözüm yapmaktadır.

$k - \epsilon$  modeli akışın tamamen türbülanslı olması ve moleküler viskozitenin ihmal edilmesi göz önünde bulundurularak türetilmektedir. Bu yüzden Standart  $k - \epsilon$  modeli sadece tamamen türbülanslı akışlar için geçerlidir. [9]

### **2.3.1.2 RNG $k - \epsilon$ modeli**

RNG  $k - \epsilon$  modeli Renormalization Group teorisi olarak adlandırılmaktadır. Temelde standart  $k - \epsilon$  modeline dayanmakla birlikte aşağıdaki geliştirmeler dahil edilmiştir.

- RNG modeli  $\epsilon$  denklemi içerisinde özellikle zorlanmış akışın çözümü için bazı iyileştirmelere sahiptir.
- Türbülans içerisindeki geri akışların doğruluğu artırılarak RNG modele eklenmiştir.
- RNG teoremi ile birlikte Prandtl sayısına analitik bir formül oluşturulmuştur. Standart  $k - \epsilon$  modelinde sabit değerler kullanılmaktadır.
- Duvara yakın bölgelerin uygunluğuna bağlı olarak RNG teoremi ile birlikte düşük Reynolds sayılı ve viskozite etkisi üzerine daha yararlı formüller kullanılmaktadır.

Bu özelliklerin eklenmesi ile standart  $k - \epsilon$  modeline göre daha geniş bir akış sınıfı üzerinde doğrulu ve kesinliği yüksek olarak kullanılabilir. [9]

### **2.3.1.3 Realizable $k - \epsilon$ modeli**

Realizable  $k - \epsilon$  modeli, standart  $k - \epsilon$  modelinden farklı olarak türbülans viskozitesi için alternatif bir formülasyon içermektedir. Ayrıca enerji yitimi( $\epsilon$ ) denklemi modifiye edilmiştir.

Yapılan değişiklikler Standart  $k - \epsilon$  modeline göre, özellikle akış özelliklerinin türbülanslı olduğu bölgelerde iyileştirmeler sağlamaktadır. Ansys User Guide ve Teoric Guide' a göre yapılan son çalışmaların Realizable  $k - \epsilon$  modelinin ayrık akış modellerinin çözümünde  $k - \epsilon$  modelleri içerisinde en iyi performansı sağlayan model olduğu belirtilmektedir. [9]

### **2.3.2 $k - \omega$ modeli**

$k - \omega$  modelinin bazı durumlar için  $k - \epsilon$  modeline göre avantajları olduğu belirtilmiştir. En önemli avantajının viskoz alt tabaka boyunca ek herhangi bir koşul dahil edilmeden denklemin uygulanabilir olması olarak söylenmektedir. Ayrıca  $k - \omega$  modeli ile özellikle ters basınç gradyenlerinden oluşan sınır koşullarının hesaplanmasında dahi iyi sonuçlar vermektedir.

$k - \omega$  modelinin dezavantajı, serbest akışlı durumların ve kayma tabakasının dış bölgesinin çözümünde daha hassas olmasıdır. Bu yüzden kullanımı çok yaygın değildir. Standart ve SST olarak iki adet  $k - \omega$  modeli bulunmaktadır. [9]

#### **2.3.2.1 Standart $k - \omega$ modeli**

Standart  $k - \omega$  modeli, sıkıştırılabilirlik ve düşük Reynolds sayısı etkileri üzerine modifikasyonlar içeren Wilcox  $k - \omega$  modeline dayanmaktadır. Bu modelin zayıf noktası serbest akışların çözümündeki hassasiyetidir.

Son zamanlardaki çalışmalar ile serbest akışlı durumların çözümlerindeki doğruluk oranı arttırılmıştır. [9]

#### **2.3.2.2 SST $k - \omega$ modeli**

Shear Stress Transport  $k - \omega$  modeli, serbest akışlı durumlardan etkilenmeyen  $k - \epsilon$  modeli gibi ve özellikle duvara yakın bölgeler için daha doğru formülasyonları içerecek şekilde Menter tarafından geliştirilen bir modeldir.

SST  $k - \omega$  modeli, Standart  $k - \omega$  modeline benzemekle birlikte her iki modelin özelliklerini bir arada içermektedir. Modeldeki türbülans viskozitesinin tanımı, türbülanstaki kesme geriliminin iletimini hesaplayacak şekilde değiştirilmiştir. Ayrıca modelin içerdiği sabit değerler farklılık göstermektedir.

Bu özelliklerinden dolayı SST  $k - \omega$  modeli kanat uçlarında, ters basınç gradyentlerinin olduğu akışlarda ve ses ötesi şok dalgalarında Standart  $k - \omega$  modeline göre daha doğru sonuçlar vermektedir. [9]



### **3. TASARIM METODOLİJİSİNİN OLUŞTURULMASI**

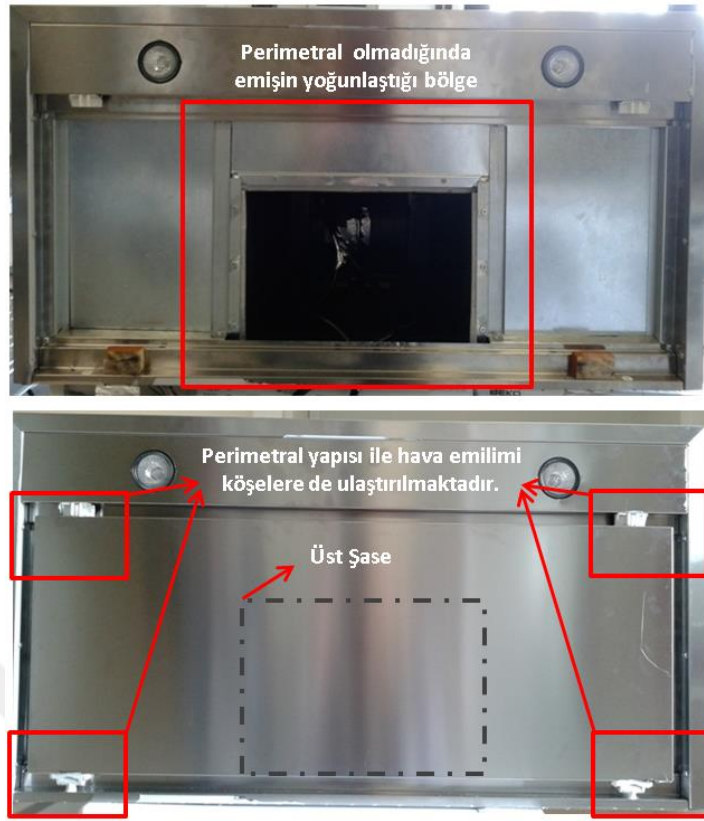
Tez çalışmasında perimetralin oluşturduğu debi kayıplarını minimize ederek davlumbazın enerji veriminin artırılması hedeflenmektedir. Ancak burada debi kaybı minimize edilirken dikkat edilmesi gereken en önemli parametre emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızının koku giderim faktörünü azaltacak seviyelerin altına düşmemesidir.

Bu yüzden debi kayıplarını minimize eden ve köşelerdeki akış hızlarına etki eden parçalı perimetral tasarım optimizasyonunun hangi kritik parametrelere göre ve nasıl yapıldığının belirtildiği bir tasarım metodolojisi oluşturulmuştur.

#### **3.1 Parçalı Perimetral Tasarımı ile Elde Edilmesi Planlanan İyileştirmeler ve Kısıtlar**

Parçalı perimetral çalışması ile debi kayıplarının ne kadar iyileştirilebileceğinin tespit edilebilmesi için öncelikle mevcut perimetral yapısının neden olduğu debi kayıplarının bilinmesi gerekmektedir. Bu yüzden deneysel çalışmalarla ilk olarak perimetralin oluşturduğu debi kaybı belirlenmiş ve perimetralin tamamen ortadan kaldırılması ile ulaşılan maksimum enerji verimliliği değeri tespit edilmiştir. EU 66/2014 regülasyonuna göre A enerji sınıfı, enerji verimliliği değerinin “45 ile 55 arasında” olduğu durumları kapsamaktadır. Davlumbazın “A+ enerji sınıfına yükseltilebilmesi için enerji verimliliği değerinin 37 ile 45 arasında” olması gerekmektedir. [5]

Perimetral yapısı özellikle 90 cm’ lik ürünlerde ocak üzerinden yükselen su ve yağ buharı ile kokuların davlumbazın köşelerinde de emilimini arttırmak için kullanılmaktadır. Bu nedenle debi değerini ve enerji sınıfını olumsuz etkilemesine rağmen özellikle üst segment davlumbazlarda tercih edilmektedir.



**Şekil 3.1:** Perimetralin hava emiş bölgesi üzerindeki konumunun ve etki alanının gösterilmesi.

Şekil 3.1’ de davlumbazda perimetral yapısı kullanılarak hava emişinin yönlendirildiği bölgeler gösterilmektedir. Tez kapsamında yapılan analiz çalışmaları sonucunda elde edilen optimum perimetral geometrisi, köşe bölgelerdeki hava emilimi dağılımı için belirlenen kritik akış hızı değerine uygun olmalıdır. Yapılan literatür araştırmasına göre davlumbazlarda 500 m<sup>3</sup>/sa debi değerinde %99 koku giderim oranlarına ulaşılmakta ve 500 m<sup>3</sup>/sa debi değerine göre prototipin emiş bölgesinde ulaşılabilen ortalama akış hızı değeri aşağıda hesaplanmaktadır.

$$\text{Ortalama akış hızı} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = \frac{\text{Debi değeri} \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{saat}} \right]}{\text{Emiş Alanı} \left[ \text{m}^2 \right]} \quad (3.1)$$

Prototipin emiş bölgesinin toplam alanı 0,05328 m<sup>2</sup>’ dir.

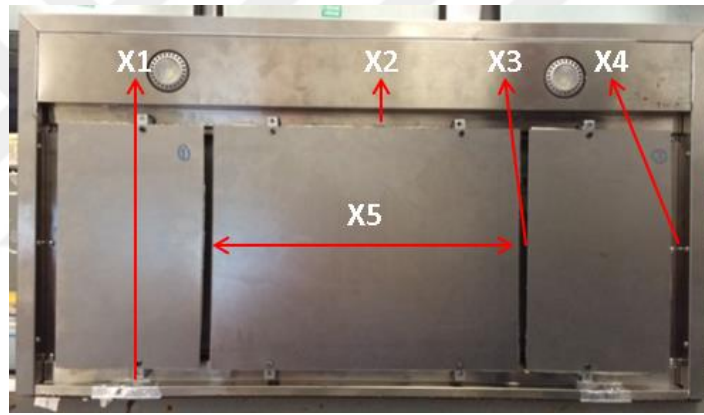
$$\text{Ortalama akış hızı} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = \frac{500 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{saat}} \right]}{0,05328 \left[ \text{m}^2 \right]} = 2,6 \text{ m/saniye} \quad (3.2)$$

Değerler formülde yerine konulduğunda “ortalama akış hızı 2,6 m/saniye” olarak hesaplanmıştır. Bu değer analiz çıktılarına göre hesaplanan emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızları için referans alınmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

analizine göre optimize edilerek belirlenen perimetral geometrisindeki modelin köşe bölgelerindeki akış hızlarının 2,6 m/s değerine eşit yada büyük olması hedeflenmektedir.

### 3.2 Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

Davlumbazın tek parça olan perimetral yapısı tez çalışması kapsamında 3 parçaya bölünmüştür. Ortaya çıkan parçalı perimetral yapısında debi ve akış hızı değerine etki edebilen değişken parametreler aşağıda Şekil 3.2’ de gösterilmektedir. Ayrıca perimetralin arkasında yer alan alüminyum filtrelerle olan mesafesi debi ve akış hızına etki edebilecek parametreler arasına dahil edilebilir. Ancak çalışmada perimetralin alüminyum filtreler ile olan mesafesi sabit tutularak perimetral geometrisinin 3 parçaya ayrılması durumunda ortaya çıkan değişken parametrelerin etkileri incelenmiştir.



Şekil 3.2 : Perimetral tasarım parametrelerinin gösterimi.

Yukarıda gösterilen parametrelerin bulunduğu bölgelerin isimleri sırası ile aşağıdaki çizelge 3.1’ de gösterilmektedir.

Çizelge 3.1: Tasarım parametrelerinin ve isimlerinin gösterilmesi.

Tasarım parametreleri [mm]	Bölge isimleri
X1	Alt Emiş Aralığı
X2	Üst Emiş Aralığı
X3	Orta Emiş Aralığı (Perimetral Aralığı)
X4	Yan Emiş Aralığı
X5	Perimetral Aralıklarının Konumu

Tek parça perimetralden parçalı perimetral tasarımına geçişte ortaya çıkan en önemli parametre perimetralin debi kaybını azaltan ve hava emiş bölgesindeki akış hızlarına

etki eden perimetral aralıkları(X3) parametresidir. Perimetrali üç parçaya ayıran bu bölge üst şasedeki hava emişinin yoğunlaştığı kısımda yer almaktadır. Bu yüzden tasarım parametreleri içerisindeki en önemli ikinci parametre, perimetral emiş aralıklarının bulunduğu(X5) konumdur. Bu iki parametre ve birbiri ile olan kombinasyonları yapılan çalışmadaki girdileri oluşturmaktadır.

**Çizelge 3.2 :** Belirlenen tasarım parametreleri ile oluşturdukları çıktılar.

Girdiler	Çıktılar
Orta emiş aralığı (Perimetral aralığı) [X3]	
➤ 5mm	
➤ 10mm	
➤ 15mm	
➤ 20mm	
➤ 25mm	✓ Debi [m <sup>3</sup> /sa]
Orta perimetral aralıklarının konumu [X5]	
➤ 340mm	✓ Emiş bölgesinin 4
➤ 360mm	köşesindeki akış hızları
➤ 380mm	[m/s]
➤ 400mm	
➤ 420mm	

Perimetral aralıkları(X3) ve perimetral aralıklarının konumunun(X5) oluşturduğu 25 farklı kombinasyonun Ansys Fluent paket programında HAD analizleri yapılarak debi ve emiş bölgesinin dört köşesindeki akış hızlarına olan etkileri incelenmiştir.

### 3.3 Dataların Toplanma Yöntemi

Çalışmada ilk olarak orijinal durumdaki prototipin enerji sınıfı ve debi değerinin referans olarak alınabilmesi için rüzgar tüneli deney düzeneğinde testleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca prototip kasasının ve alüminyum filtrelerinin oluşturduğu basınç kayıpları debiye bağlı olarak ölçülmüştür. Deneysel olarak gerçekleştirilen test sonuçları yapılan akış analizinin doğrulanmasında kullanılmıştır.

25 farklı modelin Ansys Fluent paket programında analiz edilmesi ile elde edilen sonuçların doğrulanabilmesi için ise öncelikle rüzgar tünelinin belirsizlik değerlerinin sınırı içerisinde kalması gerekmektedir. Bu yüzden Ansi /Amca standardına göre tasarlanmış olan rüzgar tüneli deney düzeneğinin belirsizlik analizi yapılmıştır.



**Çizelge 3.3 :** Minitab' te girdi ve çıktılarını tablo halinde gösterilmesi.

Perimetral aralığı X3 [mm]	Perimetral aralıklarının konumu X5[mm]	Debi [m <sup>3</sup> /sa]	Köşelerdeki ortalama akış hızı [m/s]
5	420	-	-
5	400	-	-
5	380	-	-
5	360	-	-
5	340	-	-
10	420	-	-
10	400	-	-
10	380	-	-
10	360	-	-
10	340	-	-
15	420	-	-
15	400	-	-
15	380	-	-
15	360	-	-
15	340	-	-
20	420	-	-
20	400	-	-
20	380	-	-
20	360	-	-
20	340	-	-
25	420	-	-
25	400	-	-
25	380	-	-
25	360	-	-
25	340	-	-

Çizelge 3.3'teki tablo incelendiğinde çalışmadaki bütün girdi ve çıktı verilerinin nicel değerlerden oluştuğu görülmektedir. 25 farklı model için var olan 100 adet nicel verinin birbirleri ile olan ilişkilerinin incelenmesi Minitab 17 programında Regresyon analizi ile yapılmıştır.



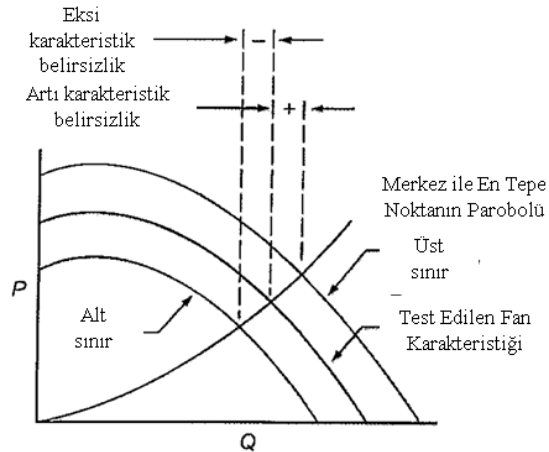
#### 4. RÜZGAR TÜNELİ BELİRSİZLİK ANALİZİ

Davlumbaz debi ölçümünü ve aynı zamanda enerji sınıfı ölçümlerini içeren bu çalışmadaki deneyler rüzgar tüneli deney düzeneğinde yapılmıştır. Her test ölçümünde olduğu gibi rüzgar tüneli deney düzeneğinde de yapılan ölçümler belirli oranda hata içermektedir. Yapılan belirsizlik analizi ile doğru ölçümün yer aldığı noktaya göre ölçüm sonuçlarının yer alabileceği aralık belirlenmektedir.

Bu yüzden deneysel çalışmaların sonuçlarının sağlıklı bir şekilde değerlendirilebilmesi için ve sayısal çalışmalar ile karşılaştırılabilmesi için deney düzeneği belirsizlik analizi yapılmıştır.

Rüzgar tüneli deney düzeneği için belirsizlik analizi ANSI\_AMCA\_210\_07 standardına göre belirlenmiş olan çeşitli belirsizlik hesaplarının bir arada değerlendirilmesi ile yapılır.

Standartta göre yapılan hesaplamalar sonucunda ölçüm sonuçlarının %95 olasılığı sağlaması gerekir. Bu yüzden analiz sonucunda elde edilen belirsizlik değerinin de rüzgar tüneli için %5' in altında kalması gerekmektedir. [11]



Şekil 4.1: Rüzgar tünelinde basınç – debi karakteristik eğrisi ve belirsizliği[11].

Rüzgar tünelinin toplam test performansının belirsizliğinin hesaplanabilmesi için öncelikle deney düzeneğini oluşturan ve üzerinden veri alınan aletlerin ölçüm belirsizliklerinin ayrı ayrı belirlenmesi gerekmektedir. Daha sonra ayrı ayrı

hesaplanan belirsizlik değerleri bir arada değerlendirilerek test dzeneginin toplam belirsizliği ölçülmek istenen debi değerine bağlı olarak hesaplanmaktadır.

#### 4.1 Ölçüm Belirsizlikleri ve Hesaplamaları

ANSI\_AMCA\_210\_07 standardına göre çeşitli ölçüm belirsizlikleri ve hesaplamaları belirtilmektedir. Standarda göre Rüzgar Tüneli deney dzeneginde ayrı ayrı toplanan veriler ve belirsizlikleri aşığıdaki gibidir;

- Ortam basıncının hassasiyeti
- Ortam basıncından kaynaklanan belirsizlik
- Fan devrinin hassasiyeti
- Tork değerinin hassasiyeti
- Lüle belirsizlik değeri (ISO standardına göre alınır.)
- Lülenin en dar alanı için belirsizlik değeri
- Lüle giriş ve çıkış bölgesinden geçen debinin belirsizliği

Maddeler halinde belirtilen ölçüm belirsizliklerinin her birinin test performansının belirsizliği üzerinde etkisi bulunmaktadır.

“Ortam basıncının hassasiyeti” aşığıdaki formülasyon ile hesaplanmaktadır. [11]

$$e_b = \frac{1,70}{\rho_b} \quad (4.1)$$

$\rho_b = 101325$  (ortam basıncı)

$$e_b = \frac{1,70}{\rho_b} = 1,678e - 05 \quad (4.2)$$

“Ortam sıcaklığından kaynaklanan belirsizlik” aşığıdaki gibi hesaplanmaktadır. [11]

$$e_d = \frac{1,0}{t_d + 273,15} \quad (4.3)$$

$t_d = 25$

$$e_d = \frac{1,0}{25 + 273,15} = 0,002 \quad (4.4)$$

“Fan devrinin ölçüm hassasiyeti” test dzeneginin ölçüm sonuçlarını %0,5 değerleri içerisinde tutabilmek için kritiktir. Fan devri ölçüm belirsizliği ANSI/AMCA standardına göre aşığıdaki gibi alınmaktadır. [11]

$$e_N = 0,005 \quad (4.5)$$

“Tork değeri ölçüm hassasiyeti” ise standarda göre %2.0 tolerans ile ölçülmelidir. Bu yüzden tork değeri ölçüm değeri belirsizliği aşağıdaki gibi alınmaktadır. [11]

$$e_T = 0,02 \quad (4.6)$$

Rüzgar tüneli deney düzeneği içerisinde yer alan lüleler için ISO datalarına göre belirlenmiş olan tolerans değeri %1.2’ dir. Bu yüzden “lüle belirsizlik değeri” standartta belirtilen değer olan % 1.2 olarak kabul edilmektedir. [11]

$$e_e = 0,012 \quad (4.7)$$

“Lülenin en dar alanı için” standarda göre belirtilen ölçüm belirsizliği aşağıdaki gibidir. [11]

$$e_A = 0,005 \quad (4.8)$$

“Lüle giriş çıkış bölgeleri arasındaki basınç farkından hesaplanan debi değerinin belirsizliği” aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır. [11]

$$e_f = \left\{ (0,01)^2 + \left[ 0,01 \left( \frac{Q_m}{Q} \right)^2 \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (4.9)$$

$Q_m$  = maksimum debi,  $Q$  = okunan debi

$$e_f = \left\{ (0,01)^2 + \left[ 0,01 \left( \frac{25}{24,98} \right)^2 \right]^2 \right\}^{1/2} = 0,01415 \quad (4.10)$$

“Fan basıncının belirlenmesi için yapılan basınç ölçümünün hassasiyeti” ise aşağıda kullanılan mikromanometrenin hassasiyeti olarak belirtilmiştir. [11]

$$e_g = 0,005 \quad (4.11)$$

## 4.2 Rüzgar Tüneli Toplam Test Performans Belirsizliği

Test performansındaki toplam belirsizlik değeri ölçülmek istenen debi değerine ve daha önce belirtilen çeşitli ölçüm belirsizliklerine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Rüzgar tüneline ölçümleri yapılabilen fanlar için fan performansını etkileyen değişkenlerin belirsizlikleri aşağıdaki şekilde ANSI /AMCA standardına göre belirlenmektedir.

Hava yoğunluğundan kaynaklanan belirsizlik hesabı” aşağıdaki formülasyona göre yapılmaktadır. [11]

$$e_p = \sqrt{e_b^2 + e_v^2 + e_d^2} \quad (4.12)$$

Buradaki  $e_v^2$  değeri ise şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$e_v^2 = [(0,00002349t_w - 0,0003204)\Delta(t_d - t_w)]^2 \quad (4.13)$$

$t_d=25, t_w=22$

$$e_v^2 = 0,0000006 \quad (4.14)$$

Buradan bütün değerler denklemdeki yerine konular;

$$e_b = 1,678e-05, \text{ (ortam basıncının belirsizliği)} \quad (4.15)$$

$$e_d = 0,002, \text{ (ortam sıcaklığının belirsizliği)} \quad (4.16)$$

$$e_p = \sqrt{e_b^2 + e_v^2 + e_d^2} = 0,0017 \quad (4.17)$$

Standarda göre “hava debisinin belirsizliği” ise aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır. [11]

$$e_Q = \sqrt{e_c^2 + e_A^2 + \left(\frac{e_f}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_p}{2}\right)^2 + e_N^2} \quad (4.18)$$

Denklemdeki  $e_p$  fan basınç değerinin belirsizliği aşağıdaki belirsizlik katsayılarının dahil edilmesi ile hesaplanır ve yukarıdaki denkleme dahil edilmektedir.

$$e_p = \sqrt{e_g^2 + e_p^2 + (2e_N)^2} \quad (4.19)$$

$$e_p = 0,01 \quad (4.20)$$

Bütün belirsizlik katsayıları denklemde yerine konulduğunda fan basınç değerinin belirsizliği 0,014 olarak hesaplanmaktadır. [11]

$$e_Q = \sqrt{e_c^2 + e_A^2 + \left(\frac{e_f}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_p}{2}\right)^2 + e_N^2} = 0,014 \quad (4.21)$$

Toplam test performansının belirsizliğine fanın ölçümüne etki eden bir diğer ana parametre olan “fan gücü ölçüm belirsizliği” aşağıdaki denkleme göre hesaplanmaktadır. Buradaki fan gücü girişi doğrudan tork ve hız ölçümünü de içine almaktadır. [11]



$$\Delta Q_{KQX} = \Delta Q_x \left[ \frac{\tan\theta}{\tan\theta + \tan\phi} \right] \quad (3.27) \quad (4.25)$$

Olarak yazılır.

$\Delta P_x$ ' in hesabı için ise aşağıdaki gibi yazılmaktadır. [11]

$$\Delta Q_{KPX} = \Delta P_x \left[ \frac{1}{\tan\theta + \tan\phi} \right] \quad (4.26)$$

Karakteristik eğri incelenerek denklemler tanjanta bağlı olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir ve buradan korelasyon faktörleri hesaplanır [11]:

$$\Delta Q_{KX} = \Delta Q_{KQX} + \Delta Q_{KPX} \quad (4.27)$$

$$\tan\phi = 2 \left( \frac{P}{Q} \right) \quad (4.28)$$

ve

$$\tan\phi = - \left( \frac{dP}{dQ} \right) \quad (4.29)$$

$$\Delta Q_{KX} = \Delta Q_x \left[ \frac{-\left(\frac{dP}{dQ}\right)}{2\left(\frac{P}{Q}\right) - \left(\frac{dP}{dQ}\right)} \right] + \Delta P_x \left[ \frac{2\left(\frac{P}{Q}\right)}{2\left(\frac{P}{Q}\right) - \left(\frac{dP}{dQ}\right)} \right] \quad (4.30)$$

Buradan korelasyon faktörü;

$$F_Q = \left[ \frac{-\left(\frac{dP}{dQ}\right)}{2\left(\frac{P}{Q}\right) - \left(\frac{dP}{dQ}\right)} \right] \quad (4.31)$$

ve

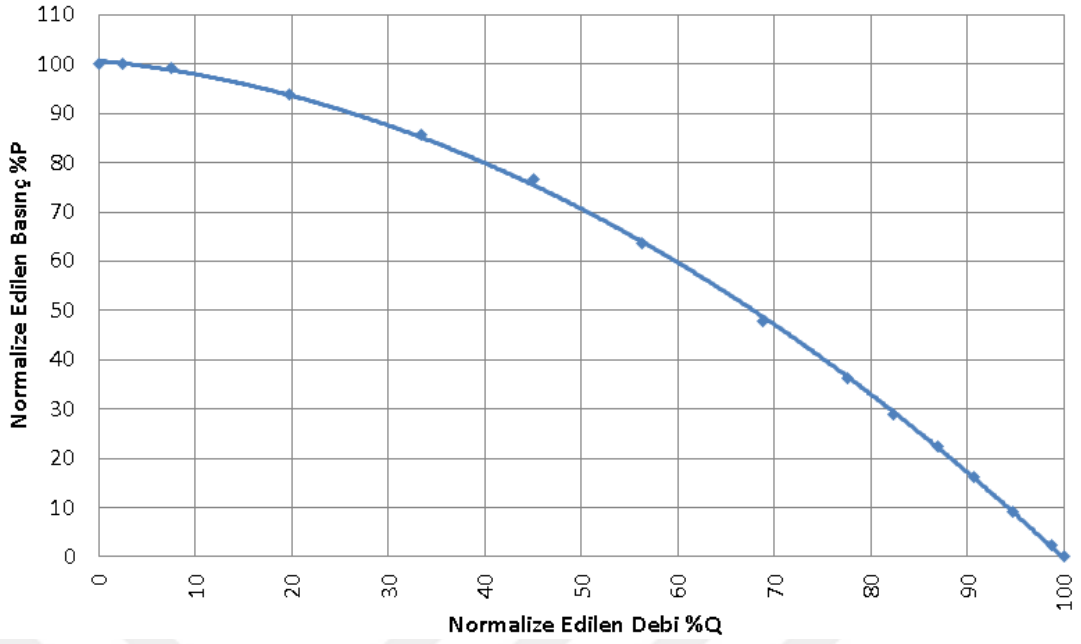
$$F_P = \left[ \frac{2\left(\frac{P}{Q}\right)}{2\left(\frac{P}{Q}\right) - \left(\frac{dP}{dQ}\right)} \right] \quad (4.32)$$

Şeklinde çıkarılmaktadır. [11]

Buraya kadar hesaplanan belirsizlikler ve korelasyon faktörleri hesaba katılarak standarda göre 3 tane farklı terim hesaplanmaktadır. Bu 3 farklı terim üzerinden rüzgar tüneli deney düzeneğinin istenilen debi bantlarındaki belirsizlik değeri tespit edilmektedir.

İlk olarak deney düzeneğinde kullanılacak olan davlumbazın Basınç - Debi karakteristik eğrisi çıkarılmıştır. Belirsizlik analizinin hesaplandığı debi değeri, davlumbazın enerji sınıfı ve performans ölçümlerinin yapıldığı en yüksek hız kademesindeki debi değeridir. Ancak hesaplarda kullanılan Q, P ve  $-\left(\frac{dP}{dQ}\right)$  değerleri Şekil 4.3' te görülen normalize edilmiş P -Q karakteristik eğrisinden okunmuştur.





**Şekil 4.3:** Normalize edilmiş basınç – debi karakteristik eğrisi.

Korelasyon faktörleri ve belirsizlik katsayıları kullanılarak belirlenen terimlerin hesabı aşağıdaki gibidir [11];

$$1. \text{ Terim} = \left[ \left( \frac{e_p}{2} \right)^2 + e_N^2 \right] \quad (4.33)$$

$$2. \text{ Terim} = \left[ F_P^2 \left( \frac{e_g}{2} \right)^2 \right] \quad (4.34)$$

$$3. \text{ Terim} = \left[ F_Q^2 \left( e_g^2 + e_A^2 + \frac{e_f^2}{4} \right) \right] \quad (4.35)$$

Şekil 4.3' teki normalize edilmiş basınç – debi karakteristik eğrisi kullanılarak oluşturulan belirsizlik katsayısı hesap tablosu Çizelge 4.1' de verilmiştir.

**Çizelge 4. 1:** Normalize edilmiş P – Q karakteristik eğrisine göre belirsizlik katsayısı hesap tablosu.

%Q	%P	$\left(\frac{dP}{dQ}\right)$	F <sub>P</sub>	F <sub>Q</sub>	$\left[\left(\frac{e_p}{2}\right)^2 + e_N^2\right]$	$\left[F_P^2 \left(\frac{e_g}{2}\right)^2\right]$	$\left[F_Q^2 \left(e_g^2 + e_A^2 + \frac{e_f^2}{4}\right)\right]$	e <sub>k</sub>
2	100,0	40,325	1,00031	0,00031	2,57E-05	6,25E-06	2,04E-11	0,57
7	99,3	13,395	0,99038	0,00962	2,57E-05	6,13E-06	2,03E-08	0,56
20	94,0	4,778	0,92878	0,07122	2,57E-05	5,39E-06	1,11E-06	0,57
33	85,6	2,562	0,83171	0,16829	2,57E-05	4,32E-06	6,20E-06	0,60
45	76,7	1,705	0,72564	0,27436	2,57E-05	3,29E-06	1,65E-05	0,67
56	63,6	1,131	0,53075	0,46925	2,57E-05	1,76E-06	4,82E-05	0,87
69	47,9	0,695	0,39827	0,60173	2,57E-05	9,91E-07	7,93E-05	1,03
78	36,2	0,466	0,29086	0,70914	2,57E-05	5,29E-07	1,10E-04	1,17
82	28,8	0,350	0,21104	0,78896	2,57E-05	2,78E-07	1,36E-04	1,27
87	22,3	0,257	0,17643	0,82357	2,57E-05	1,95E-07	1,49E-04	1,32
91	16,2	0,178	0,11488	0,88512	2,57E-05	8,25E-08	1,72E-04	1,41
95	9,2	0,097	0,06045	0,93955	2,57E-05	2,28E-08	1,93E-04	1,48

Çizelge 4.1 incelendiğinde maksimum debideki belirsizlik katsayısının 1,54 olduğunu görülmektedir. Rüzgar tüneline testleri yapılan prototipin debi değeri ise 820 m<sup>3</sup>/sa olarak ölçülmüştür. Tek parçalı perimetralden oluşan prototipin HAD analizi sonucu hesaplanan debi değerinin % 1,54 belirsizlik oranı içerisinde kalarak 820 m<sup>3</sup>/sa' e yakınsaması gerekmektedir.

Debi toleransını belirsizlik analizine göre hesaplandığında;

$$\text{Tolerans} = \frac{\text{maksimum debi}}{100} \cdot 1,54 \quad (4.36)$$

$$\text{Tolerans} = \frac{820}{100} \cdot 1,54 = 12,6 \text{ m}^3/\text{sa} \quad (4.37)$$

Analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki debi değeri farkının 12,6 m<sup>3</sup>/sa ve altında kalmasıyla HAD analizleri doğrulanmış olmaktadır.

## 5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

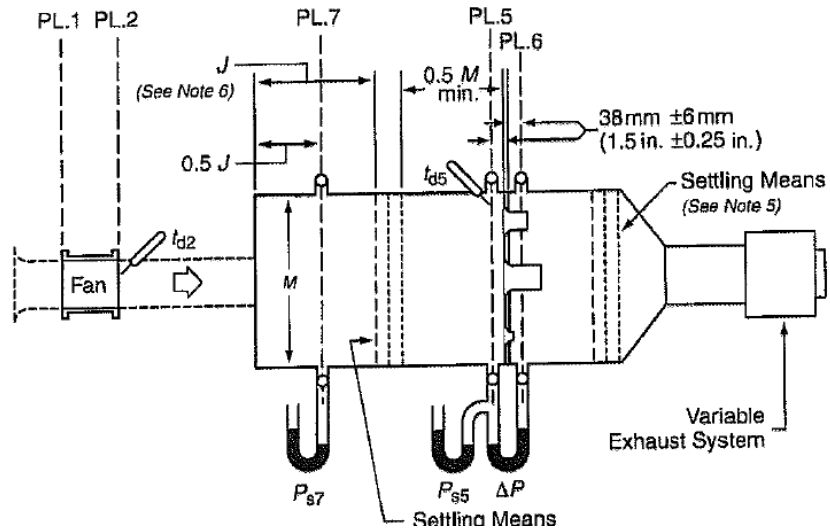
Çalışmada kullanılan davlumbazın HAD analizinin doğrulamasının yapılabilmesi ve referans olarak alınabilmesi için debi, enerji sınıfı değeri ve kasa basınç kayıpları gibi değerler deneysel çalışmalar ile tespit edilmiştir. Deneysel çalışmalar rüzgar tüneli deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde tez çalışması kapsamında deneylerin gerçekleştirildiği deney düzenekleri ve deneysel çalışmaların sonuçları yer almaktadır.

### 5.1 Deney Düzenekleri

#### 5.1.1 Debi ölçüm düzeneği

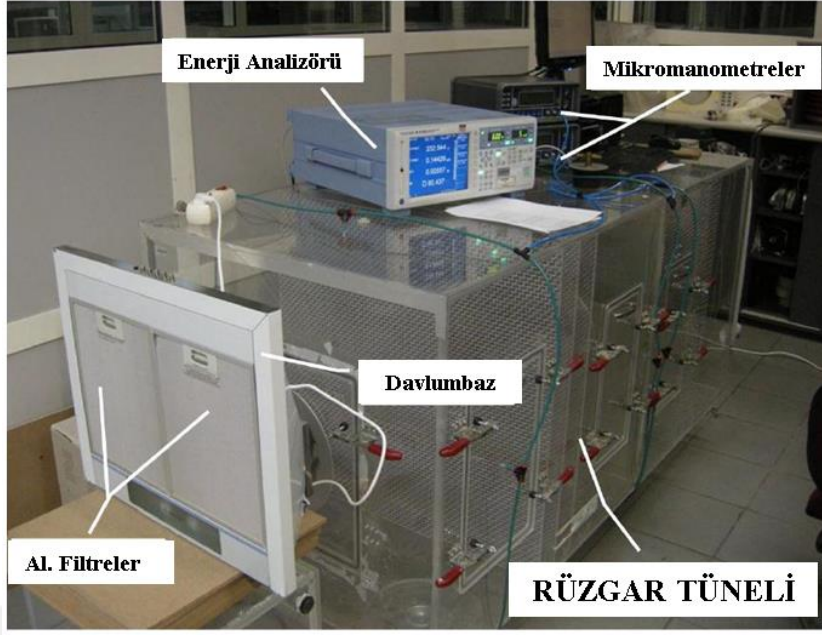
Davlumbazda debi ölçümleri Şekil 5.1’ de görülen ve ANSI AMCA 210-07 standardına göre tasarlanmış olan rüzgar tünellerinde yapılmaktadır.

ANSI/AMCA 210-07 - ANSI/ASHRAE 51-07



Şekil 5.1: ANSI/AMCA 210-07 standardına göre kurulan rüzgar tüneli modeli [11].

Rüzgar tüneline  $1000 \text{ m}^3/\text{sa}$  e kadar debi ölçümleri yapılabilmektedir. Ölçüm düzeneği Şekil 5.2’ de görüldüğü gibi akış düzenleyici ızgaralar, ölçülmek istenen debi miktarına göre kullanılan orifisler, mikrometreler ve rüzgar tüneli hava çıkış bölgesinde yer alan fandan oluşmaktadır.



**Şekil 5.2:** Rüzgar tüneli deney düzeneği.

Davlumbaz ölçümleri sabit ortam sıcaklığında ve atmosfer basıncında gerçekleştirilir. Debi ölçümü, rüzgar tüneli içerisindeki orifislerin giriş ve çıkış bölgelerinde oluşan ve mikromanometreler tarafından ölçülen statik basınç farkından hesaplanmaktadır. Ayrıca davlumbazın rüzgar tüneline sızdırmaz bir şekilde bağlandığı noktadan itibaren davlumbazın hava çıkışındaki basıncı gösteren bir adet mikromanometre daha bulunur. Mikromanometreler 0 – 2000 Pa arasındaki basınç değerlerini 0,01 Pa hassasiyet ile ölçebilmektedirler.

### **5.1.2 Ses gücü düzeyi ölçüm düzeneği**

Davlumbazların ses gücü düzeyleri IEC 60704 standardına göre tanımlanmış olan ölçüm düzeneğinde ve çalışma koşullarında ölçülmektedir. Ölçüm düzeneği standardın belirttiği koşulları sağlayabilen yarı yansız oda' ya (SAR) kurulmuştur. [12]



**Şekil 5.3:** Davlumbaz Ses Gücü Düzeyi Ölçüm Düzenegi.

Şekil 5.3’ de verilen deney düzenegine göre davlumbazın ses gücü düzeyi ölçümleri 40 – 10000 Hz frekans bandı aralığında yapılmaktadır.

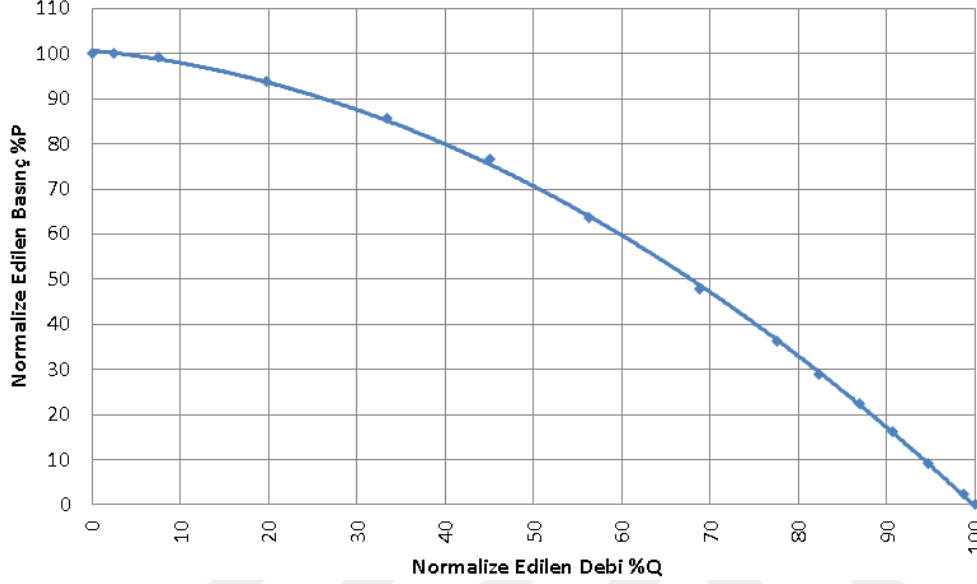
## **5.2 Davlumbaz Prototipinin Perimetralli ve Perimetralsiz Durumdaki Debi ve Enerji Sınıfı Değerlerinin Ölçümü**

Standarda göre davlumbazın performans testleri en yüksek hız kademesinde yapılmaktadır. Bu yüzden çalışma davlumbazın yoğun kademesinde(4.kademe) gerçekleştirilmiştir.



**Şekil 5.4:** Tek parça perimetralli prototipin rüzgar tünelineki testleri.

İlk olarak Şekil 5.4’ te gösterilen rüzgar tüneli deney düzeneğinde davlumbazın debi ölçümleri yapılmıştır. Debi ölçümü sonuçlarına göre Çizelge 5.1’ de yoğun(4.kademe) kademedeki debi değerinin davlumbazın basıncı “0” iken, yani maksimum durumda  $820 \text{ m}^3/\text{sa}$  olduğu görülmektedir. Şekil 5.5 ise davlumbazın normalize edilmiş olan basınç – debi karakteristik eğrisidir.



**Şekil 5.5:** Tek parça perimetralli prototipin basınç - debi eğrisi.

EU No: 66/2014 regülasyonuna göre çıkarılan basınç – debi eğrisi üzerinden prototipin perimetralli durumdaki en verimli noktası belirlenmiştir.

Tek parça perimetralli durumdaki ölçüm sonuçları;

- Akış verimliliği değeri (FDE): 33,59
- Enerji verimliliği değeri (EEI): 45,77

Benzer şekilde perimetral kaldırılarak prototipin debi ve enerji verimliliği ölçümleri rüzgar tüneline gerçekleştirilmiştir. Perimetralin tamamen ortadan kaldırılması ile debi değeri  $940 \text{ m}^3/\text{sa}$  seviyelerine yükselmiştir.

Perimetrsiz durumdaki ölçüm sonuçları;

- Akış verimliliği değeri (FDE): 35,42
- Enerji verimliliği değeri (EEI): 42,7

Elde edilen ölçüm sonuçları ile çalışmanın sonunda ulaşılabilecek maksimum iyileşme miktarının ne kadarının sağlanabildiği görülmektedir.

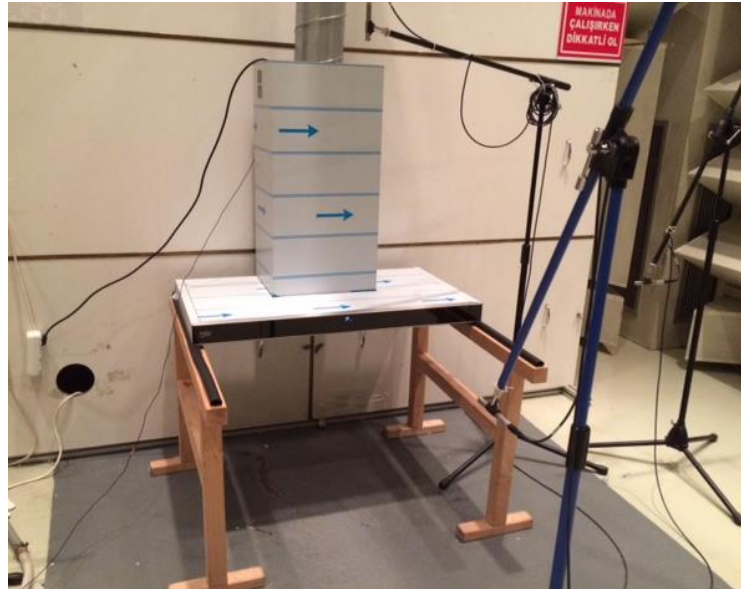
**Çizelge 5.1:** Perimetralli ve perimetralsiz durumların performans değerlerinin karşılaştırılması.

	Perimetralli durum	Perimetralsiz durum
Debi [ $m^3/sa$ ]	820	940
Akış Verimliliği [FDE]	33,59 A sınıfı > 28	35,42 A Sınıfı > 28
Enerji Verimliliği Değeri [EEI]	45,77 45<A Sınıfı<55	42,7 37<A+ sınıfı<45

Çizelge 5.1’deki ölçüm sonuçları karşılaştırıldığında perimetralin  $120 m^3/sa$  ‘lik debi kaybına sebep olduğu ve aynı zamanda akış verimliliğinde yaklaşık olarak %2’lik bir iyileşme elde edildiği görülmektedir. Akış verimliliğindeki iyileşme ile enerji verimliliği değerinde de yaklaşık olarak %3’lük bir iyileşme sağlandığı ve davlumbazın enerji sınıfı A+ sınıfı değer aralığına gelmektedir. Deney sonuçları çalışılan prototipin perimetral bölgesinde yapılan iyileştirmeler ile davlumbazın enerji sınıfının A+ seviyelerine ulaşabileceğini göstermektedir.

### 5.3 Tek Parça Perimetralli Prototipin Ses Gücü Düzeyi Ölçümleri

Ürünün ölçümleri IEC 60704 standartlarına uygun olarak kurulmuş olan davlumbaz Şekil 5.6’da görülen ses gücü düzeyi ölçüm düzeneğinde gerçekleştirilmiştir.



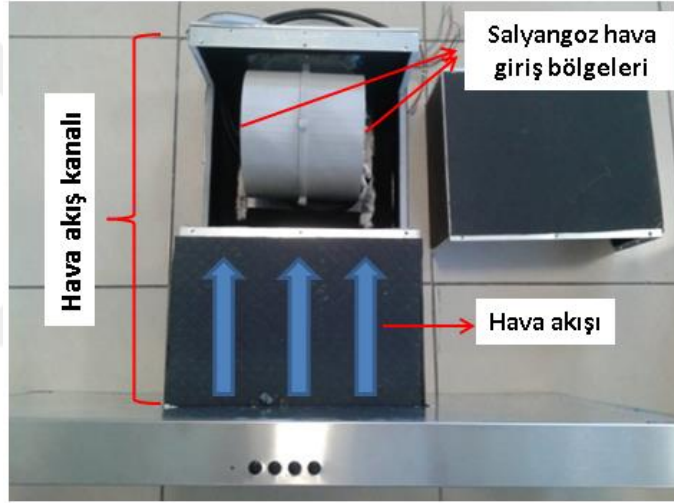
**Şekil 5.6:** Davlumbazın ses gücü düzeyi ölçümlerinin gerçekleştirilmesi.

Ölçüm sonuçlarına göre ürünün ses gücü düzeyi “65 dBA” olarak belirlenmiştir. Davlumbazlardaki gürültü seviyesinin başlıca sebeplerinden bir tanesi hava

debisinden kaynaklanan akış kaynaklı gürültüdür. Bu durum düşünüldüğünde ürünün debisinin artması akış kaynaklı gürültünün artmasına ve doğal olarak ses gücü düzeyinin de artmasına sebep olmaktadır.

#### 5.4 Prototip Kasasının Debiye Bağlı Oluşturduğu Basınç Kayıpları

HAD analizinde kullanılmak üzere tek parça perimetrali davlumbazın 820 m<sup>3</sup>/sa debi değerinde oluşturduğu kasa basınç kaybının çıkarılması gerekmektedir. Bu doğrultuda davlumbaz kasası rüzgar tüneline bağlanarak içerisinde geçen debi miktarına bağlı olarak davlumbaz hava çıkış bölgesinde oluşan negatif basınç değerleri ölçülmüştür. Davlumbazın içerisinde hava geçirilmesi ise rüzgar tüneline bulunan fan yardımı ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.7: Salyangozun davlumbaz kasası içerisindeki konumu ve hava akışının hareket yönü.

Şekil 5.7' de görüldüğü gibi davlumbazın içerisine emilen hava akışı kanal içerisinde ilerleyip salyangozun hava giriş bölgelerine ulaşmaktadır. Kanalın sağ ve sol duvarlarına paralel olan salyangoz hava giriş bölgeleri hava akışının dönmesine neden olmakta ve bu noktada basınç kayıplarını arttırmaktadır. Bu yüzden kasanın oluşturduğu basınç kayıplarının belirlenmesi salyangozun neden olduğu kayıp dahil edilerek çıkarılmıştır.

İlk olarak içerisindeki fanı çıkarılmış olan salyangoz rüzgar tüneline tek başına bağlanarak debiye bağlı basınç eğrisi çıkarılmıştır. Daha sonra salyangoz kasa içerisine yerleştirilerek ölçümler tekrar edilmiştir. Salyangozun kasa içerisinde olduğu durumdan, salyangozun tek başına ölçüldüğü durumdaki basınç debi eğrisi

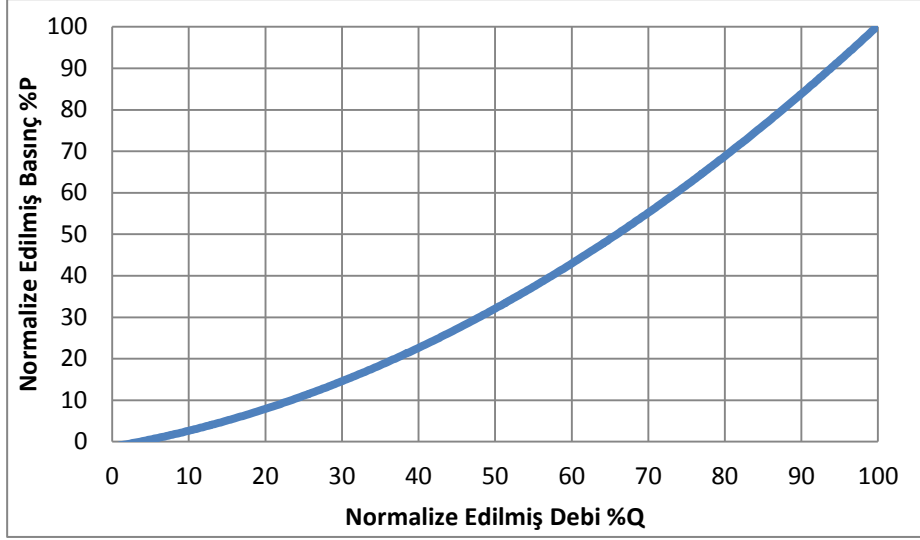


ıkarıldığında ise salyangozdan kaynaklanan havanın donuş hareketinin de basınç kaybına dahil olduğu durumdaki kasa kayıpları elde edilmiştir.

**Çizelge 5.2:** Salyangozun tek başına olduğu ve salyangozun kasa içerisinde olduğu iki farklı durumdan elde edilen normalize edilmiş debi basınç – değerleri.

Davlumbaz kasası	
Normalize edilmiş debi	Normalize edilmiş basınç
0	0
11	2
16	5
21	8
26	12
32	16
37	20
42	25
47	30
53	35
58	41
63	47
68	53
74	60
79	67
84	75

Çizelge 5.2' te elde edilen değerlerin üzerinden HAD analizinde  $820 \text{ m}^3/\text{sa}$  deibi değeri için tanımlanması gereken basınç değeri aralığı elde edilmiştir.

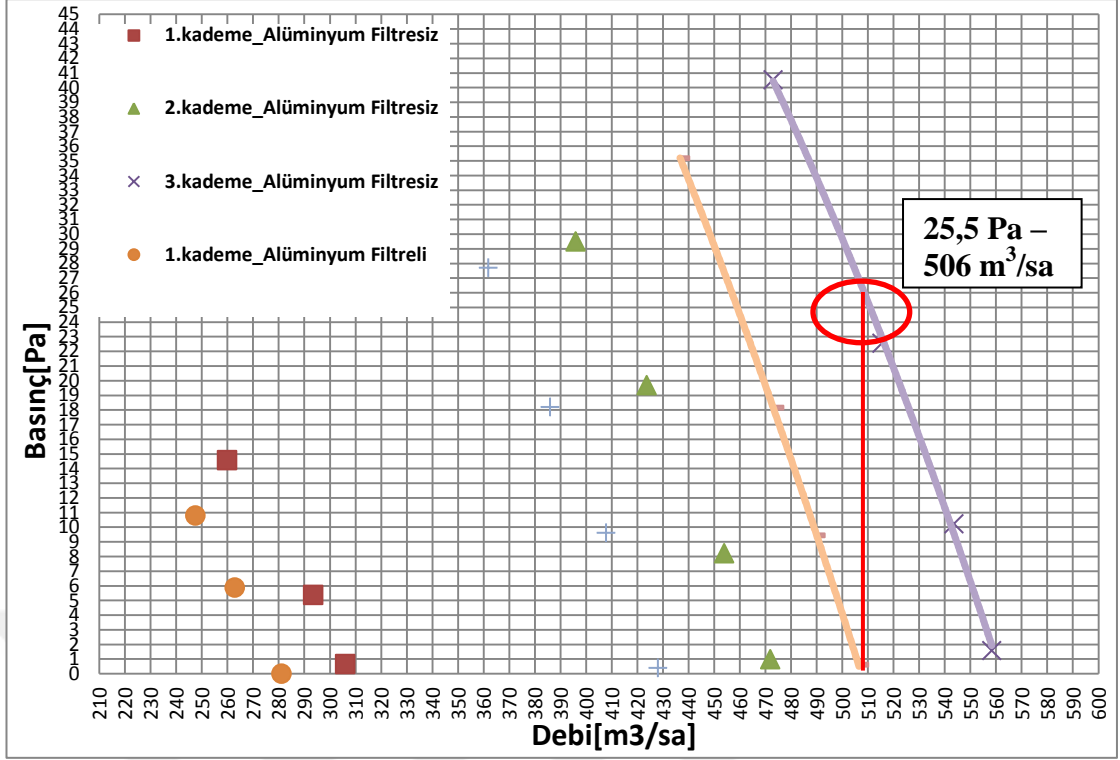


**Şekil 5.8:** Davlumbaz kasasının normalize edilmiş karakteristik basınç - debi eğrisi.

Rüzgar tüneline yapılan testler sonucunda HAD analizinde  $820 \text{ m}^3/\text{sa}$  debi değeri için yaklaşık olarak 110 Pa değerinde negatif basınç tanımlanması gerektiği belirlenmiştir. Şekil 5.8’ de davlumbaz kasasının normalize edilmiş olarak basınç kaybının debiye bağlı değişimi gösterilmektedir. Analizde en doğru yakınsamayı yapan türbülans modelinin belirlenmesinde bu değer kullanılmıştır.

### **5.5 Davlumbaz Alüminyum Filtrelerinin Oluşturduğu Basınç Kaybı**

Akış analizi yapılırken alüminyum filtrelerin oluşturduğu debiye bağlı basınç kaybının tanımlanması gerekmektedir. Bu yüzden alüminyum filtrelerin ürün üzerinde takılı olduğu ve takılı olmadığı 6 farklı çalışma noktasında debi ölçümleri yapılarak alüminyum filtrelerin debi – basınç sistem eğrisi çıkarılmıştır.



**Şekil 5.9:** Davlumbazın 6 farklı çalışma noktasındaki alüminyum filtreli ve alüminyum filtresiz debi ölçümleri.

Alüminyum filtrenin 6 farklı çalışma noktasında debi değerine bağlı olarak yaratacağı basınç kaybı değerleri Şekil 5.9’ daki grafikte gösterildiği gibi belirlenmiştir.

Davlumbazda toplam 3 adet alüminyum filtre kullanılmaktadır. Akış analizinde kullanılmak üzere alüminyum filtrelerin akış hızına bağlı basınç kaybı değişimlerinin çıkarılması gerekmektedir. Bu yüzden 3 adet filtrenin toplam alanından akış hızı elde edilerek Çizelge 5.3’ teki akış hızı – basınç değeri tablosu elde edilmiştir.

**Çizelge 5.3:** Alüminyum filtrelerin akış hızına bağlı basınç kaybı değişimi.

Akış Hızı [m/s]	Basınç Kaybı [Pa]
0,32798	9
0,49956	17,5
0,59060	25,5
0,96878	69
1,01547	74



## 6. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZİ

Bu bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi (HAD) ile davlumbazın hava debisi ve hava emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızının değişimi perimetral geometrisinin değişimine bağlı olarak analiz edilmiştir. Hava debisini ve emiş bölgesindeki akış hızlarını sayısal olarak hesaplayan akış analizi, Navier Stokes denklemlerinin çözümü ile yapılmaktadır.

Sayısal olarak yapılan akış analizi öncesinde sınır koşullarının belirlenmesinde kullanılmak üzere davlumbazın orjinal durumunda, yani perimetral tek parça halindeyken rüzgar tüneline debi ölçümleri yapılmıştır. Daha sonra parçalı perimetral geometrisine sahip ikinci bir prototip hazırlanarak sayısal analizlerin doğrulanması için rüzgar tüneline ölçümleri tekrar edilmiştir. Sayısal analizler rüzgar tüneli testlerinin yapıldığı ortam olan oda koşullarını içerecek şekilde hazırlanmış ve analiz için Ansys Fluent paket programı kullanılmıştır. İlk durumun görülmesi adına başlangıç geometrisi tanımlanmış ve ardından optimum ağ elemanı sayısı ve en iyi yakınsamayı veren model belirlenerek analizlere devam edilmiştir.

### 6.1 Korunum Denklemleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde içerisinde Continuity (süreklilik) ve momentum denklemlerinin çözülmesi ile akış dağılımları tahmin edilebilmektedir. Enerji denklemleri genellikle akışın ısı transferi içermesi durumunda dahil edilmektedir. Bu denklemler lineerize edilerek ve ayrıklaştırılarak sonlu hacime uygulanır ve akış hızlarının dahil olduğu detaylı bir çözüm elde edilir.

Akış analizi için kullanılan Navier Stokes denklemleri aşağıdaki gibidir.

Süreklilik;

$$\left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (6.1)$$

Momentum;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (6.2)$$

Buradaki “p” değeri statik basınç,  $\bar{\tau}$  değeri gerilme tensörü,  $\vec{g}$  ve  $\vec{F}$  ise yer çekimi kuvveti ve dış kuvvetlerdir.  $\vec{F}$  ayrıca modele bağlı olarak kullanıcının tanımladığı kaynaklar veya poröz bölgeden kaynaklanan kuvvetleri içerebilmektedir.

Gerilim tensörü ayrıca aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$\bar{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \mathbf{I} \right] \quad (6.3)$$

x-yönündeki momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v u) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (6.4)$$

y-yönündeki momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w v) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (6.5)$$

z-yönündeki momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u w) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v w) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w w) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (6.6)$$

Momentum denklemlerinde yer alan basınç ve hız değerleri birbiri ile bağlantılı değerlerdir. Bu yüzden basınç değerleri hesaplanırken pressure correction (basınç doğrulanması) metodu ile basınç değeri, hız değerleri ile kontrol edilerek elde edilir. Ansys Fluent paket programında analiz yapılırken denklemler SIMPLE algoritma ile çözdürülmüştür.

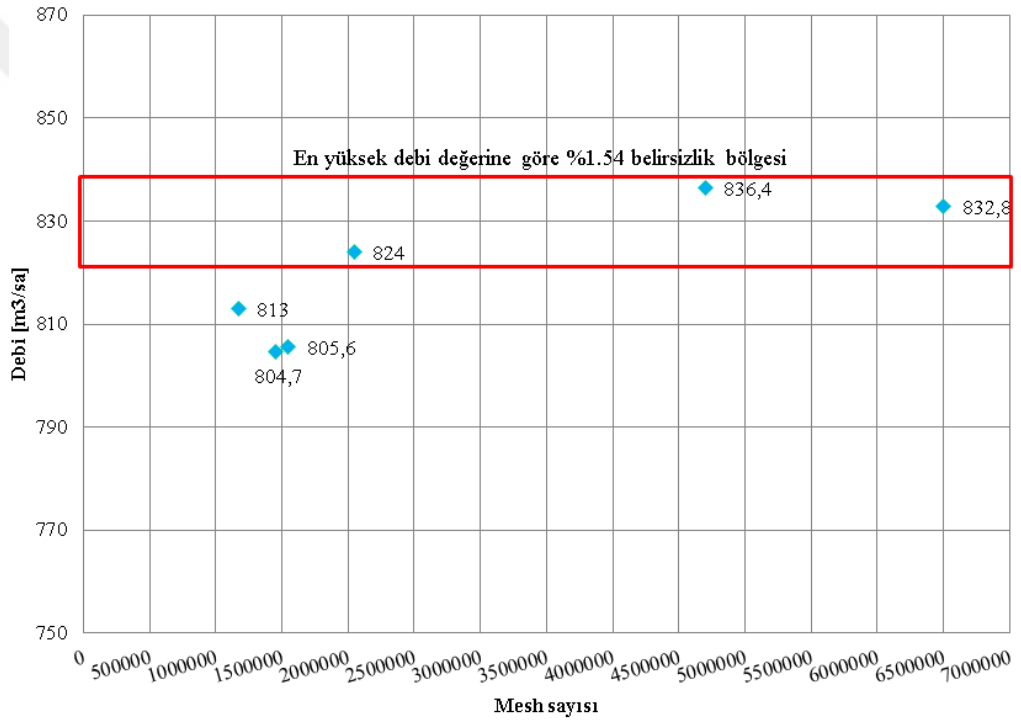
Ansys Fluent paket programında yapılan HAD analizi çözümlerinde sıkıştırılabilir akışların modellenmesi Mach sayısının değerine göre tanımlanabilir. Mach sayısı değerinin 1’ den küçük olduğu durumdaki akışlar ses altı (subsonic) olarak belirtilir. Mach sayısının 1’ in çok altında olduğu durumlarda sıkıştırılabilir akışın özellikleri ihmal edilmektedir. Bu yüzden akışın modellenmesinde yoğunluk değişimi ihmal edilerek sabit alınmaktadır.

## 6.2 Ağ Elemanı Sayısının Belirlenmesi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde sonuçlara etki edebilecek en önemli parametrelerden bir tanesi de modele atılan ağ elemanı sayısı ve uygunluğudur. Uygun ağ elemanı sayısı ve sınır koşulları ile modelin çözüm süresi ve doğruluğu da o aranda iyileşme göstermektedir.

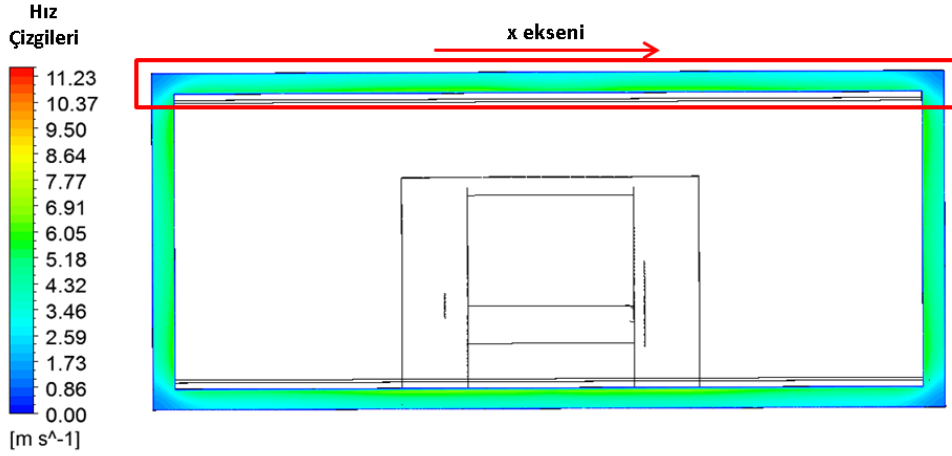
Bu doğrultuda farklı ağ elemanı sayılarında 6 farklı model üzerine çalışma yapılmıştır. Burada amaçlanan ağ elemanı sayısının emiş bölgesindeki akış hızı ve debi değeri üzerindeki etkisini görmektir. Çalışma 1.175.000, 1.450.000, 1.550.000, 2.060.000, 4.700.000 ve 6.500.000 ağ elemanı sayısı olmak üzere 6 farklı model üzerinde gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak ağ elemanı sayısının debi üzerindeki etkisinin azalmaya başladığı modeller belirlenmiştir. Sonraki aşamada belirlenen modellerin akış hızı üzerindeki etkisi incelenmiş ve emiş bölgesi akış hızları için ağ elemanı sayısı etkisinin ortadan kalktığı nokta sayısal analizlerin yapıldığı modellere atılan ağ elemanı sayısı olarak belirlenmiştir.



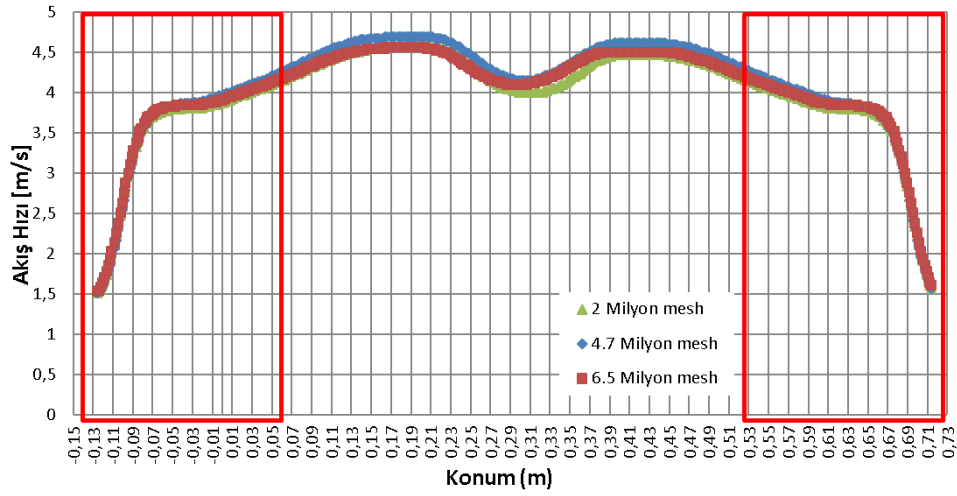
**Şekil 6.1:** Ağ elemanı sayısı ve debi değeri ilişkisi grafiği.

Şekil 6.1 incelendiğinde ağ elemanı sayısı arttıkça debi değerlerinin değişmeye başladığı ve ağ elemanı sayısı 2000000 ve üzerine çıktığında debi değeri üzerindeki değişimin azaldığı görülmektedir. Burada debi üzerindeki etkinlik için belirsizlik analizi sonucunda belirlenmiş olan % 1.54 oranı baz alınmış ve bu oranın içerisinde kalan en yüksek debi değerine sahip 3 modelin akış hızları üzerindeki etkisi kontrol edilmiştir. Akış hızı değişimlerini 2.050.000, 4.700.000 ve 6.500.000 ağ elemanı sayısına sahip modeller üzerinde kontrol edilmiştir.



**Şekil 6.2:** Akış hızının kontrol edildiği emiş bölgesinin gösterilmesi.

Şekil 6.2' de davlumbazın emiş bölgesinin üst kısmında ağ elemanı sayısının akış hızına olan etkisine bakılmıştır. Burada davlumbazın sol köşesinden sağ köşesine kadar olan alan içerisinde bir çizgi baz alınmış ve 3 farklı modelde de aynı çizgi üzerindeki akış hızının x eksenine doğrultusundaki değişimi kontrol edilmiştir.



**Şekil 6.3:** Üst emiş bölgesindeki akış hızının x eksenine doğrultusundaki değişimi.

Şekil 6.3' de davlumbazın emiş bölgesinin üst kısmındaki akış hızı değişimleri x eksenine doğrultusunda gösterilmiştir. Tez çalışması kapsamında emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızları değerlendirilmektedir ve değerlendirilen alan yaklaşık olarak 16 cm genişliğinde olan bir alandır. Grafik üzerinde kırmızı kutucuklar ile gösterilen alanlar HAD analizinde akış hızlarının okunduğu bölgelerdir. Farklı ağ elemanı sayıları için bu bölgelerdeki akış hızlarına bakıldığında ağ elemanı sayısının akış hızı üzerinde etkisi olmadığı görülmektedir.



Şekil 6.3' deki x eksenindeki konuma bağlı akış hızı değerleri aynı zamanda Minitab 17' de Anova ile analiz edilmiştir. Minitab' te ağ elemanı sayıları nitel, akış hızları nicel kabul edilerek one way anova sekmesinden %95 güvenilirlik değeri ile akış hızları arasında ağ elemanı sayısına bağlı bir farklılık olup olmadığına bakılmıştır.

#### One-way ANOVA: hız\_1 versus mesh sayısı\_2\_1

##### Method

Null hypothesis All means are equal  
Alternative hypothesis At least one mean is different  
Significance level  $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

##### Factor Information

Factor	Levels	Values
mesh sayısı_2_1	3	2 milyon; 4.7 milyon; 6.5 milyon

##### Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
mesh sayısı_2_1	2	0,342	0,1710	0,28	0,753
Error	396	238,658	0,6027		

**Şekil 6.4:** Minitab 17' de akış hızının ağ elemanı sayısına bağlı analizi.

Şekil 6.4' te Minitab 17' de yapılan analizin sonuçları görülmektedir. Analiz sonuçlarına göre %95 güvenilirlik oranı ile ağ elemanı sayılarının akış hızları üzerine etkisi olmadığı görülmektedir. Burada ağ elemanı sayısının akış hızı üzerine %5 ve üzerinde etkisi vardır diyebilmek için şekil 6.3' teki P değerinin 0,05' ten küçük olması gerekmektedir.

Ağ elemanı sayısının akış hızı üzerindeki etkisinin olmaması, daha düşük ağ elemanı sayıları kullanılarak HAD analizinin çözüm süresinin kısaltılmasına imkan vermektedir. Bu yüzden analiz çalışmalarına 2 Milyon ağ elemanı sayısı ile devam edilmiştir.

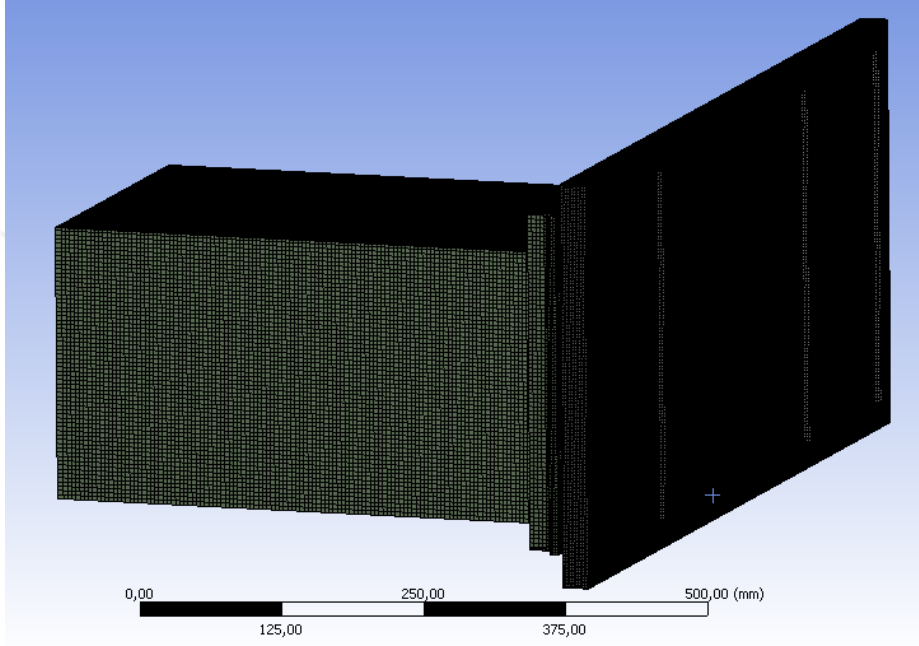
### 6.3 Türbülans Modeli ve Doğrulanması

Literatür araştırmalarında analizde uygulanacak türbülans modelinin tecrübeye ve tanımlanan sınır koşulları için deneysel sonuçlarla en çok yakınsayan modele göre seçildiği belirtilmektedir.

Analizin doğrulanması, deneysel verilere göre çıktılarının incelenmesi ve karşılaştırılması ile yapılmaktadır. Yapılan çalışmadaki en önemli veri davlumbazın

perimetral geometrisine bağlı olarak değişen debi miktarıdır. Analiz edilen türbülans modelleri içerisinde en yakın debi değerini veren ve yakınsamayı en hızlı şekilde yapabilen model ile analizlere devam edilmiştir.

Analize başlamadan önce davlumbaz kasasının akış hacmi çıkarılmış ve Ansys Fluent paket programında yapılan analiz için akış hacmine yaklaşık olarak 2 milyon ağ elemanı atılmıştır.

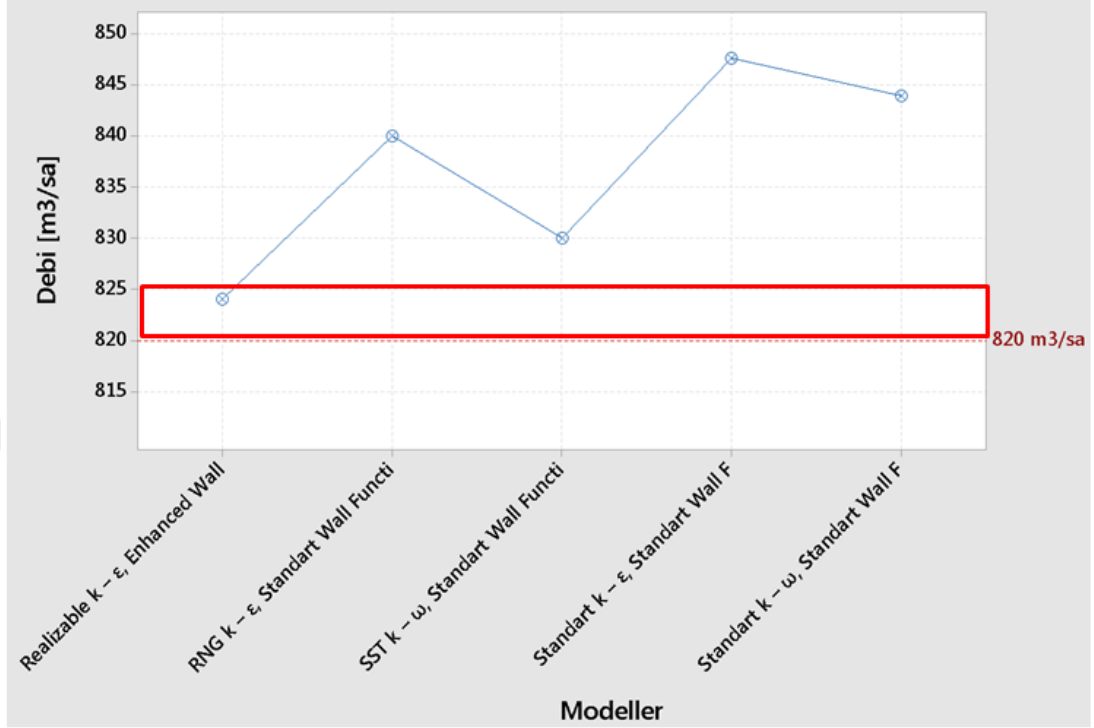


**şekil 6.5:** Davlumbaz akış hacmine atılan ağ elemanlarının gösterimi.

şekil 6.5' de görülen tek parçalı perimetral yapısına sahip davlumbaz için aşağıdaki türbülans modelleri Ansys Fluent paket programında çözdürüldüğünde, 1000 iterasyon değerinde en iyi yakınsama ve debi değerini veren modelin  $k - \epsilon$  realizable modeli olduğu görülmüştür.  $k - \epsilon$  realizable modeli aşağıda belirtilen diğer türbülans modelleri ile şekil 6.6' da karşılaştırılmıştır.

- Standart  $k - \epsilon$ , Standart Wall Fuction
- RNG  $k - \epsilon$ , Standart Wall Function
- Realizable  $k - \epsilon$ , Enhanced Wall Function
- Standart  $k - \omega$ , Standart Wall Function
- SST  $k - \omega$ , Standart Wall Function

Çözülen sınır koşulları için debi değerleri incelendiğinde 1000 iterasyon değerinde türbülans modelleri için yakınsanan sayısal sonuçların aşağıdaki gibi olduğu görülmektedir.



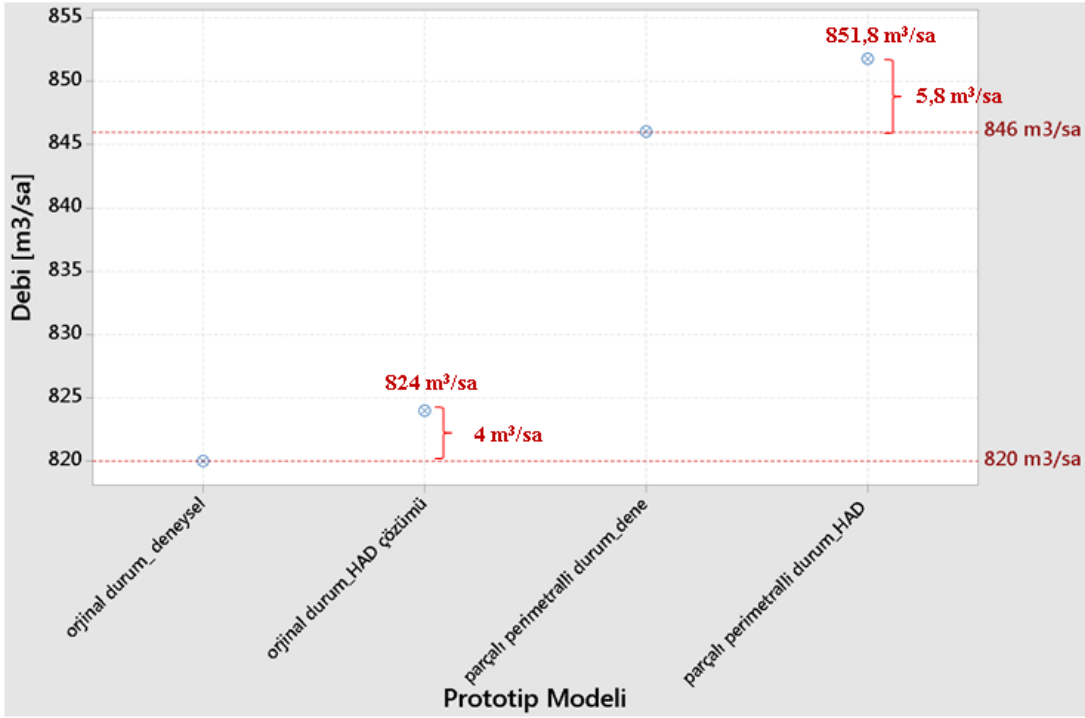
Şekil 6.6: Türbülans modellerinin 1000 iterasyonda verdikleri debi değeri.

5 farklı türbülans modelinin çözdürülmesi ile deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren türbülans modelinin  $824 \text{ m}^3/\text{sa}$  ile Realizable k -  $\epsilon$  modeli olduğu görülmektedir. Mevcut durumdaki analiz sonuçları %1,54 rüzgar tüneli belirsizlik değerinin içerisinde kalmaktadır. Ancak aynı şekilde türbülans modelinin parçalı perimetral yapısı için de belirsizlik sınırları içerisinde kalması gerekmektedir.

Bu yüzden değişkenleri aşağıda belirtilen parçalı perimetral modelinin Realizable k -  $\epsilon$  türbülans modeli kullanılarak çözümü yapılmıştır.

- Perimetral aralıklarının genişliği[X3]: 15mm
- Perimetral aralıklarının konumu[X5]: 360mm

Yukarıda belirtilen modelin analiz sonuçları orjinal durumdaki tek parça perimetral ile beraber deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.



**Şekil 6.7:** Orjinal ve parçalı perimetral modelin analiz sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.

Şekil 6.7' teki sonuçlar incelendiğinde Realizable  $k - \epsilon$  türbülans modeli ile tek parça ve parçalı perimetral geometrilerinin her ikisinde de debi değeri tolerans aralığının içerisinde kaldığı görülmektedir. Bu yüzden tez çalışmasına  $k - \epsilon$  realizable türbülans modeli ile devam edilmiştir.

#### 6.4 Perimetral Modellerinin HAD Analizi

Bu bölümde davlumbazın perimetral boyutları değiştirilerek yapılmış olan analiz sonuçları incelenmektedir. Çizelge 6.1' de X3 ve X5 parametreleri için belirlenen toplam 25 farklı perimetral modeli bulunmaktadır.

**Çizelge 6.1:** Parçalı perimetral değişkenlerine göre incelenen 25 farklı durum.

Model No	Orta Emiş Aralığı[X3]	Orta Emiş Aralıklarının Konumu [X5]
1	5	340
2	5	360
3	5	380
4	5	400
5	5	420
6	10	340
7	10	360
8	10	380
9	10	400
10	10	420
11	15	340
12	15	360
13	15	380
14	15	400
15	15	420
16	20	340
17	20	360
18	20	380
19	20	400
20	20	420
21	25	340
22	25	360
23	25	380
24	25	400
25	25	420

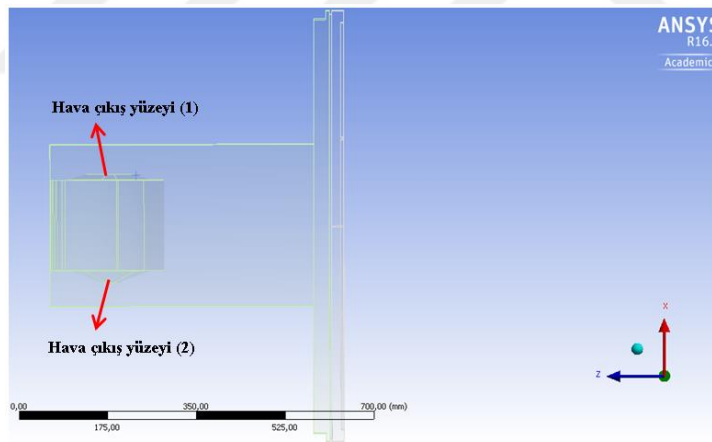
#### **6.4.1 Sınır koşulları**

HAD analizi için davlumbazın hava giriş çıkış bölgeleri ve alüminyum filtrelerin oluşturduğu gözenekli bölgenin sınır koşullarının tanımlanması gerekmektedir.

**Çizelge 6.2:** Sınır koşulları.

Türbülans Modeli	Realizable $k - \epsilon$
Giriş Bölgesi	Hava giriş yönü; $x=0, y=0, z=1$ $T=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{\text{giriş}}=0$
Çıkış Bölgesi	<u>Hava çıkış yüzeyi(1)</u> Hava çıkış yönü; $x=-1, y=0, z=0$ $T=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{\text{çıkış}}=-110\text{Pa}$ <u>Hava çıkış yüzeyi(2)</u> Hava çıkış yönü; $x=1, y=0, z=0$ $T=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{\text{çıkış}}=-110\text{Pa}$

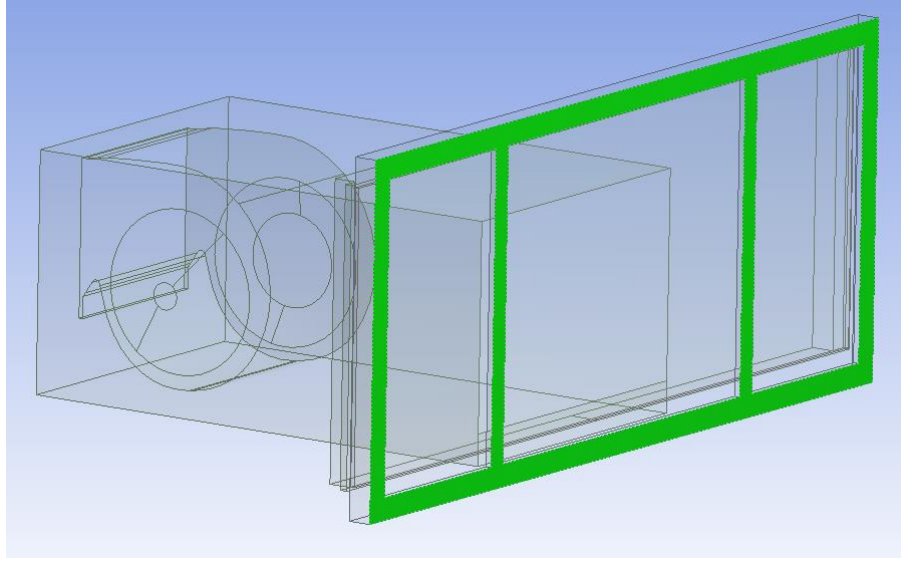
Çizelge 6.2’ de hava giriş ve çıkış bölgeleri için davlumbazın sınır koşulları belirtilmiştir. Aynı zamanda Şekil 6.8’ de da davlumbaz modelinin X,Y,Z düzleminde gösterimi verilmiştir.



**Şekil 6.8:** Davlumbaz modelinin X,Y,Z düzleminde gösterimi.

#### 6.4.1.1 Hava giriş yüzeyi

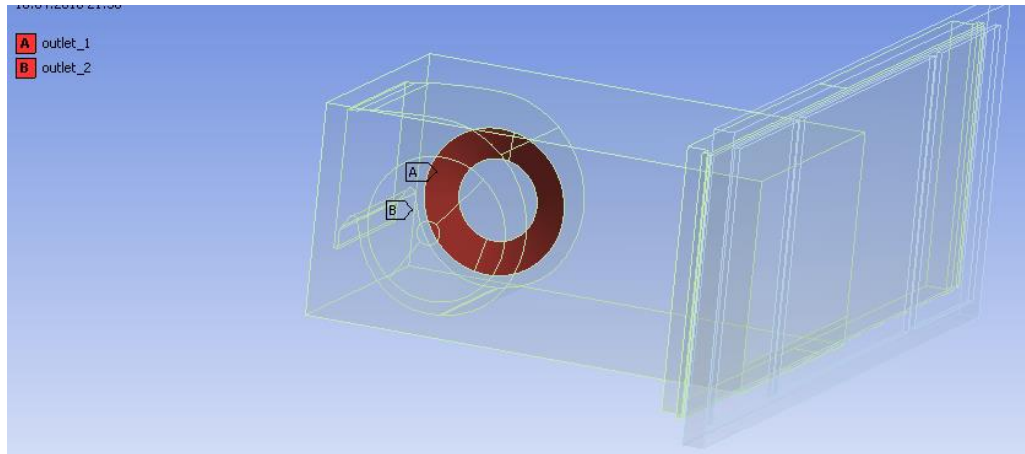
Hava giriş yüzeyi davlumbazın hava emiliminin başladığı bölgedir. Analizde bu yüzeye Pressure Inlet(Basınç Girişi) için sınır koşulları tanımlanmıştır ve hava emiş bölgesi için basınç değeri davlumbaz kullanım ortamında atmosfere açık olduğu kabul edilerek “0” olarak girilmiştir. Hava girişi  $x=0,y=0,z=1$  yönünde aşağıdaki şekil 6.9 da görüldüğü üzere perimetral çevresinden olmaktadır.  $z=-557\text{mm}$  iken  $P_{\text{giriş}}=0$  Pa olarak tanımlanmıştır.



**Şekil 6.9:** Davlumbaz hava giriş yüzeyi.

#### 6.4.1.2 Hava çıkış yüzeyi

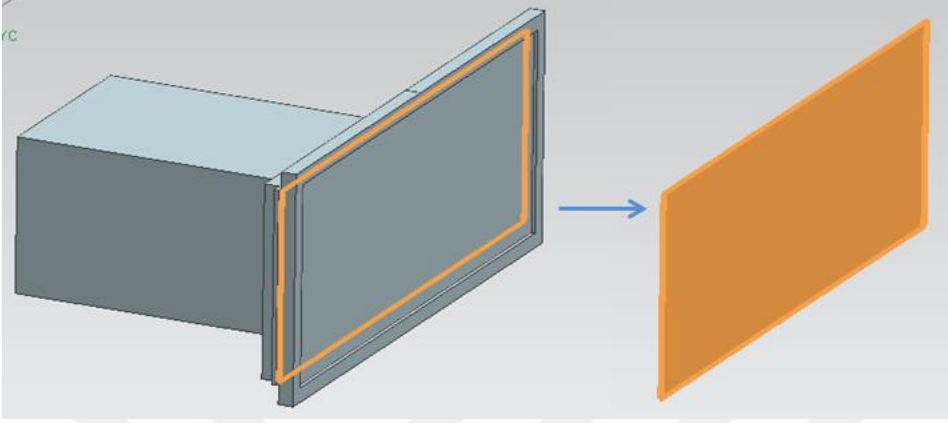
Hava çıkış yüzeyi analizde emilen havanın akış kanalını takip ederek tekrardan çıkış yaptığı bölgedir. Bu yüzey için analizde Pressure outlet (Çıkış Basıncı) tanımlanmıştır. Şekil 6.10' da görüldüğü gibi çıkış bölgesi olarak salyangozun hava giriş bölgeleri kullanılmaktadır. Bu yüzden fanı simüle ederek hava emilimi sağlanması için bu yüzeylere negatif basınç değerleri verilmiştir. Verilen negatif basınç davlumbaz kasası için  $820 \text{ m}^3/\text{sa}$  hava debisinde deneysel çalışmalar sonucunda hesaplanmış olan  $-110 \text{ Pa}$  değeridir. Hava çıkış yönü Şekil 6.8' de görüldüğü üzere  $x=-1, y=0, z=0$  ve  $x=1, y=0, z=0$  yönünde olmaktadır. Şekil 6.10' de tanımlanmış olan hava çıkış yüzeylerine de sırası ile  $P_{\text{giriş1}}=-110\text{Pa}$  ve  $P_{\text{giriş2}}=-110\text{Pa}$  basınç değerleri tanımlanmıştır.



**Şekil 6.10:** Hava çıkış yüzeylerinin görüntüsü.

### 6.4.1.3 Alüminyum filtre bölgesi

Bu kısımda Şekil 6.11’ de görülen davlumbaz içerisindeki alüminyum filtrelerin oluşturduğu basınç kaybı değerlerini verecek şekilde porous zone (poroz bölge) tanımlanmıştır.



**Şekil 6.11:** Perimetralin arkasında yer alan alüminyum filtre bölgesinin gösterimi.

Rüzgar tüneline yapılan ölçümler ile alüminyum filtreler için havanın akış hızına bağlı olarak basınç değişimi değerleri ölçülmüştür.

**Çizelge 6.3:** Alüminyum filtrelerin akış hızına bağlı basınç kaybı değişimi.

Akış Hızı [m/s]	Basınç Kaybı [Pa]
0,32798	9
0,49956	17,5
0,59060	25,5
0,96878	69
1,01547	74

Çizelge 6.3’ te yer alan değerler Ansys User Guide’ da belirtilen şekilde direnç katsayılarının hesaplanmasında kullanılmıştır. Öncelikle tablodaki değerler ile basınç kaybının akış hızına bağlı değişimini veren xy eğrisi çizdirilmiş ve buradan 2.dereceden denklem elde edilmiştir.

$$\Delta P = 94,538v^2 - 27,707v + 7,8632 \quad (6.7)$$

Denklem içerisindeki eğri katsayıları kullanılarak aşağıdaki formüller çıkarılmıştır.

$$94,538 = c_2 \frac{1}{2} \rho \Delta n \quad (6.8)$$



$\rho$ : 1,225 kg/m<sup>3</sup>, havanın yoğunluğu

$\Delta n$ : 4mm, alüminyum filtre kalınlığı

$c_2$ : atalet direnç faktörü

Bilinmeyenler yerlerine konulduğunda “ $c_2$  atalet direnç faktörü 38,586” olarak hesaplanmaktadır.

$$-27,707 = \frac{\mu}{\alpha} \Delta n \quad (6.9)$$

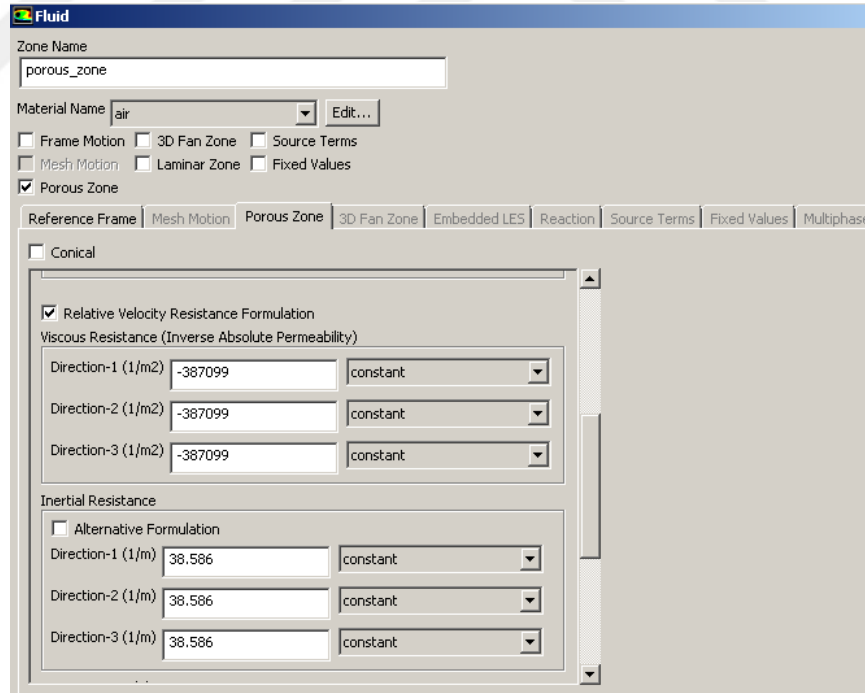
$\Delta n$ : 4mm, alüminyum filtre kalınlığı

$\mu$ : 1,7894 x 10<sup>-5</sup>, kinematik viskozite

$1/\alpha$ : viskos atalet direnç faktörü

Denklemdaki bilinmeyenler yerine konulduğunda “ $1/\alpha$  viskos atalet direnç faktörü ise -387099” olarak hesaplanmaktadır.

Hesaplanan katsayılar Şekil 6.12’ te de görüldüğü gibi Ansys Fluent paket programındaki gözenekli bölgenin tanımlandığı kısımda kullanılmıştır.



Şekil 6.12: ANSYS Fluent paket programında gözenekli bölge tanımlanması.

### 6.4.2 Akış analizi sonuçları

Belirlenen sınır koşulları için Realizable k –  $\epsilon$  türbülans modeli ile 25 farklı tasarımın hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri tamamlanmıştır. Analiz sonucunda ilk elde edilen veriler tasarımların debi değerleridir.

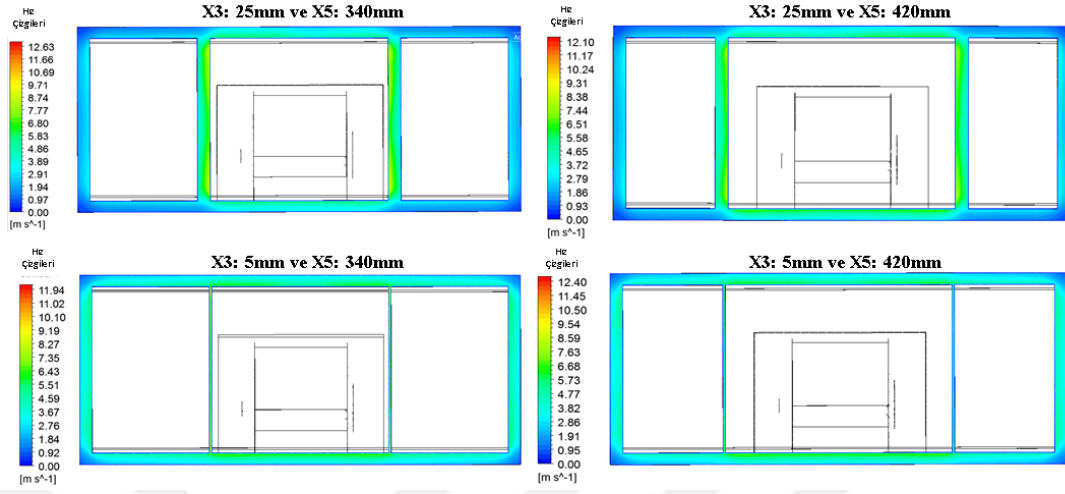
**Çizelge 6.4:** 25 farklı parçalı perimetral modeli için hesaplanan debi değerleri.

Model No	Orta Emiş Aralığı[X3]	Orta Emiş Aralıklarının Konumu [X5]	Debi [m <sup>3</sup> /sa]
1	5	340	849,4
2	5	360	847,9
3	5	380	848,7
4	5	400	846,9
5	5	420	840,6
6	10	340	854,1
7	10	360	852,1
8	10	380	851,7
9	10	400	848,3
10	10	420	852,1
11	15	340	859,5
12	15	360	856,9
13	15	380	848,9
14	15	400	851,8
15	15	420	857,2
16	20	340	861,9
17	20	360	862,9
18	20	380	861,6
19	20	400	860,6
20	20	420	859,1
21	25	340	867,8
22	25	360	868,2
23	25	380	862,2
24	25	400	859,9
25	25	420	859,8

Çizelge 6.4' teki 25 farklı parçalı perimetral modelinin debi değerleri 840,6 m<sup>3</sup>/sa ile 868,2 m<sup>3</sup>/sa arasında değişmektedir. Buradan parçalı perimetral yapısına geçiş ile tek parçalı perimetrale göre debi değerinde 50 m<sup>3</sup>/sa' e kadar iyileşme sağlanabildiği görülmektedir.

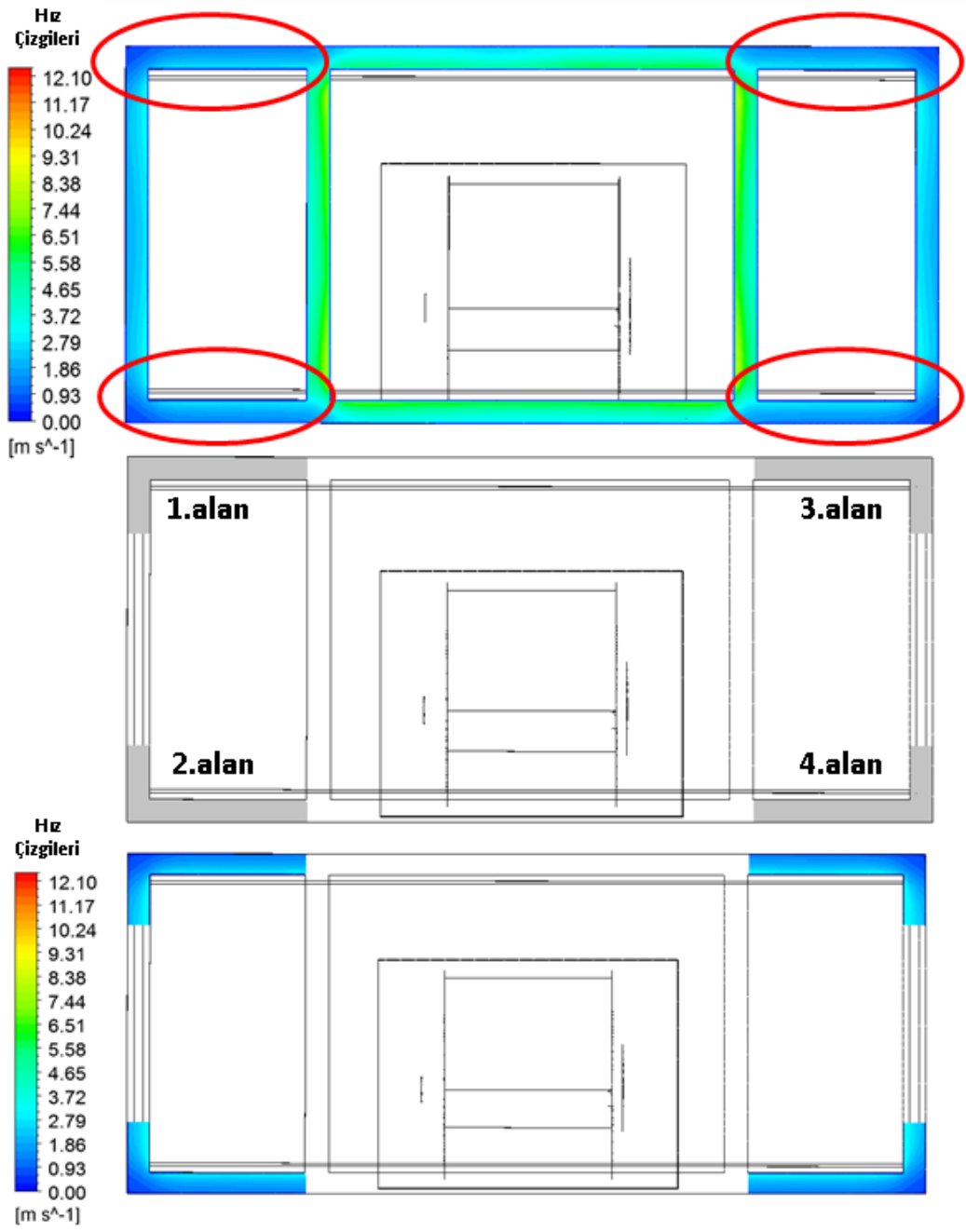
Debi değerindeki iyileşme oranının yanında bir diğer önemli parametre ise emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızı değeri idi. Tasarım modellerinin geometrisine ve

debi değerine göre farklılık gösteren köşelerdeki akış hızlarının hangi bölgelerden hesaplanacağına emiş bölgesindeki akış hızı dağılımlarına göre karar verilmiştir.



**Şekil 6.13:** Perimetral parçaları arasındaki mesafenin 5mm ve 25mm iken 340mm ve 420mm' ye konumlandırıldıkları duruma göre emiş bölgesi akış hızı dağılımları.

Şekil 6.13 incelendiğinde perimetral parçaları arasındaki X3 mesafesindeki artışın köşelerdeki akış hızı üzerine doğrudan etkisi olduğu görülmektedir. Ayrıca X3 mesafesinin 25mm olduğu durumda, bu mesafelerin X5 konumuna bağlı olarak da köşelerdeki akış hızı dağılımını etkilemektedir. Bu yüzden X3: 25mm ve X5: 340 mm olduğu durum referans alınarak bütün modeller için köşelere aynı alanı içine alacak şekilde Ansys Fluent paket programının “Results” kısmından 4 köşe için plane tanımlanmıştır. X3:25mm ve X5:340 mm olan modelin referans seilmesinin sebebi, bu modelin perimetral aralıklarını içine almayacak şekilde tanımlanan alanın diğer geometrilere de perimetral aralıklarına ulaşmayacak olmasıdır.



**Şekil 6.14:** X3:25mm ve X5:340mm olan modele göre tanımlanan planeler ve köşelerdeki akış dağılımı.

Şekil 6.14' den görüleceği üzere davlumbaz emiş bölgesinde akış hızlarının hesaplandığı alanlar referans alınan modelin perimetral aralığının başladığı noktadan sağ ve soldaki emiş bölgesine kadar olan bir alanı kapsamaktadır.

**Çizelge 6.5:** Davlumbaz emiş bölgesinin 4 köşesindeki akış hızları ve ortalamaları.

Model No	1.Alan Akış Hızı [m/s]	2.Alan Akış Hızı [m/s]	3.Alan Akış Hızı [m/s]	4.Alan Akış Hızı [m/s]	Köşelerdeki Ortalama Akış Hızı [m/saniye]
1	3,34	3,37	3,36	3,39	3,36
2	3,34	3,38	3,38	3,34	3,36
3	3,37	3,40	3,39	3,41	3,39
4	3,40	3,42	3,41	3,41	3,41
5	3,40	3,41	3,41	3,40	3,40
6	2,90	2,93	2,95	2,97	2,94
7	2,94	2,93	2,95	2,92	2,93
8	2,94	2,95	2,98	2,96	2,95
9	2,93	2,95	3,00	2,97	2,96
10	2,97	2,98	3,07	3,05	3,02
11	2,49	2,50	2,57	2,56	2,53
12	2,57	2,57	2,51	2,51	2,54
13	2,49	2,53	2,57	2,56	2,53
14	2,58	2,60	2,54	2,55	2,57
15	2,65	2,65	2,63	2,61	2,64
16	2,23	2,25	2,19	2,21	2,22
17	2,26	2,26	2,22	2,24	2,24
18	2,28	2,28	2,26	2,26	2,27
19	2,30	2,32	2,26	2,26	2,28
20	2,31	2,32	2,37	2,36	2,34
21	1,91	1,93	1,99	1,98	1,95
22	1,93	1,95	1,98	1,97	1,96
23	1,99	1,98	1,95	1,95	1,97
24	1,96	1,96	2,03	2,02	1,99
25	2,04	2,03	2,03	2,03	2,03

Çizelge 6.5 incelendiğinde davlumbaz modelinde 4 köşenin akış hızlarının birbirlerine çok yakın oldukları görülmektedir. Bu yüzden hesaplanan akış hızı değerleri için 4 köşedeki akış hızlarının ortalaması alınarak değerlendirmelerde kullanılmıştır.

Ortalama akış hızları incelendiğinde ise 25 davlumbaz modeli için akış hızının 1,95 m/s ile 3,41 m/s arasında değiştiği görülmektedir. Maksimum koku giderim verimi ve köşelerdeki emiş performansının maksimum seviyede kalması için bu bölgelerdeki akış hızının 2,6 m/s altına düşmemesi gerektiği belirlenmişti. Debi değerinde en fazla iyileşme oranına sahip perimetral geometrisi köşelerdeki akış hızı 2,6 m/s olan kritik akış hızı değerine eşit yada üzerinde olan modeller içerisinde belirlenmiştir.



## 7. ANALİZ SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRMELER

Perimetral geometisindeki değiştirilen parametrelerin debi değerine ve emiş bölgesi köşelerindeki akış hızına olan etkilerini görmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi sonuçları Minitab programında regresyon analizi ile incelenmiştir. Çizelge 7.1’ den de görüldüğü gibi değişken parametreler girdiler olarak tanımlanırken debi ve emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızları çıktılar olarak tanımlanmıştır.

**Çizelge 7.1:** Belirlenen tasarım parametreleri ile oluşturdukları çıktılar.

Girdiler	Çıktılar
Orta emiş aralığı (Perimetral aralığı) [X3]	
➤ 5mm	
➤ 10mm	
➤ 15mm	
➤ 20mm	
➤ 25mm	✓ Debi [m <sup>3</sup> /sa]
Orta perimetral aralıklarının konumu [X5]	
➤ 340mm	✓ Emiş bölgesinin 4 köşesindeki akış hızları [m/s]
➤ 360mm	
➤ 380mm	
➤ 400mm	
➤ 420mm	

Tez kapsamında ek olarak deneysel sonuçlarla elde edilmesi her zaman mümkün olmayan davlumbazın emiş bölgesi köşelerindeki akış hızı değerlerini veren sayısal bir formül oluşturulmak istenmiştir. Bu çalışma ile parçalı perimetral geometrisi üzerinde yapılan değişikliklerle elde edilecek debi ve akış verimliliği iyileşmeleri ile beraber debi değerine bağlı olarak köşelerdeki akış hızının hesaplanması yapılabilmektedir. Çizelge 7.2’ de analiz sonucunda elde edilen debi değerleri ve emiş bölgesi köşelerindeki akış hızı değerleri görülmektedir.

**Çizelge 7.2:** Minitab 17' de çalışma sayfasındaki değişken parametreler ve sonuçlar.

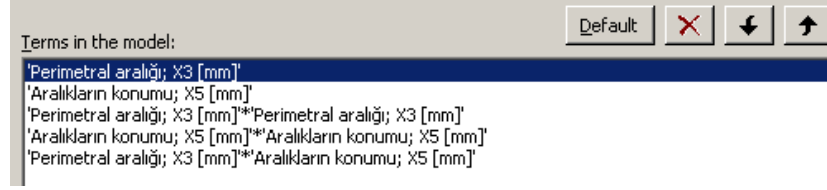
Perimetral aralığı X3 [mm]	Perimetral aralıklarının konumu X5[mm]	Debi [m <sup>3</sup> /sa]	Köşelerdeki ortalama akış hızı [m/s]	Re(inlet)
5	420	849,4	3,36	11000
5	400	847,9	3,36	10982
5	380	848,7	3,39	10990
5	360	846,9	3,41	10966
5	340	840,6	3,40	10887
10	420	854,1	2,94	11097
10	400	852,1	2,93	11070
10	380	851,7	2,95	11067
10	360	848,3	2,96	11019
10	340	852,1	3,02	11075
15	420	859,5	2,53	11204
15	400	856,98	2,54	11171
15	380	848,9	2,53	11066
15	360	851,8	2,57	11104
15	340	857,2	2,64	11177
20	420	861,9	2,22	11277
20	400	862,9	2,24	11286
20	380	861,6	2,27	11271
20	360	860,6	2,28	11258
20	340	859,1	2,34	11240
25	420	867,8	1,95	11391
25	400	868,2	1,96	11394
25	380	862,2	1,97	11316
25	360	859,9	1,99	11287
25	340	859,8	2,03	11290

Ayrıca belirlenen optimum perimetral geometrisinin prototipi alınarak deneysel olarak debi değerinin karşılaştırılması yapılmış ve enerji sınıfı değeri ile yıllık enerji tüketimi değerinde sağlanan iyileşme tespit edilmiştir.

### 7.1 Değişken Parametrelerin Debi Değerine Etkisi

Minitab' te incelenen girdi ve çıktılar nicel değerlerden oluşmaktadır. Bu yüzden girdilerin debi değeri üzerindeki etkisi incelenirken Minitab programında Regression analizi yapılmıştır. Analiz sırasında debi değeri sonuçları için belirlenmiş %1,54 tolerans aralığı kontrol için kullanılmıştır.





**Şekil 7.1:** Regresyon analizi için incelenen değişken parametreler ve birbirleriyle olan kombinasyonları.

İlk olarak Şekil 7.1’ de de görüldüğü gibi 2 adet girdi ve birbirleriyle olan kombinasyonlarının debi değeriyle olan regresyon analizi yapılmıştır.

**Regression Analysis: debi [m3/sa] versus Perimetral aralığı; X3 [mm]; Aralıkların konumu; X5 [mm]**

**Analysis of Variance**

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value
Regression	5	1040,90	208,180	29,81
Perimetral aralığı; X3 [mm]	1	2,20	2,203	0,32
Aralıkların konumu; X5 [mm]	1	5,36	5,359	0,77
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Perimetral aralığı; X3 [mm]	1	1,49	1,486	0,21
Aralıkların konumu; X5 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	1	6,48	6,481	0,93
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	1	1,32	1,323	0,19
Error	19	132,69	6,984	
Total	24	1173,59		

Source	P-Value
Regression	0,000
Perimetral aralığı; X3 [mm]	0,581
Aralıkların konumu; X5 [mm]	0,392
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Perimetral aralığı; X3 [mm]	0,650
Aralıkların konumu; X5 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	0,347
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	0,668
Error	
Total	

**Şekil 7.2:** Minitab 17’ de X3 ve X5 değişkenlerinin tüm kombinasyonları için debi değerine göre regresyon analizi sonuçları.

Regresyon analizinde çoklu değişkenler debi değeri sonucuna göre Şekil 7.2’ den de görüleceği üzere bazı parametrelerin debi üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir. Ancak hangi parametrelerin en çok etkiye sahip olduğunu bulmak için P değerlerinin en büyük olanlarına sahip parametreler sırası ile %1,38 debi toleransından küçük olana kadar çıkarılarak analize devam edilmiştir.

**Regression Analysis: debi [m3/sa] versus Perimetral aralığı; X3 [ mm]; Aralıkların konumu; X5 [ mm]**

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value
Regression	2	1033,05	516,527	80,86
Perimetral aralığı: X3 [mm]	1	<u>938,31</u>	938,311	146,89
Aralıkların konumu: X5 [mm]*Aralıkların konumu: X5 [mm]	1	<u>94,74</u>	94,744	14,83
Error	22	140,53	6,388	
Total	24	1173,59		

Source	F-Value
Regression	0,000
Perimetral aralığı: X3 [mm]	0,000
Aralıkların konumu: X5 [mm]*Aralıkların konumu: X5 [mm]	0,001
Error	
Total	

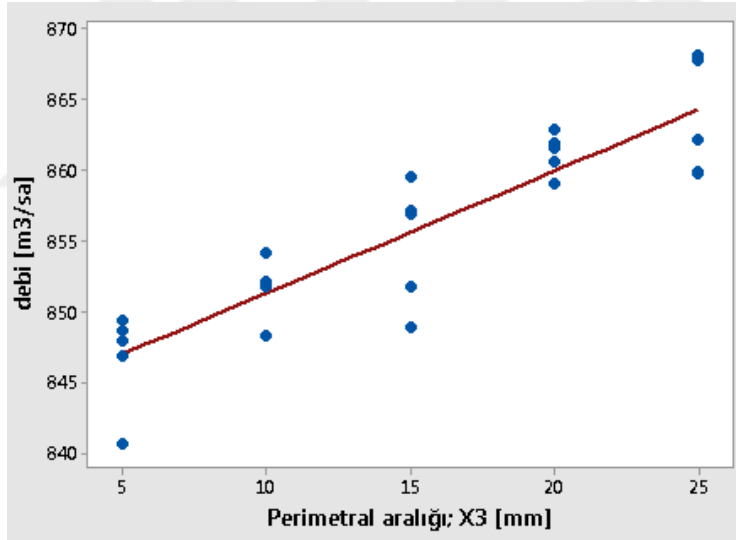
  

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
2,52744	88,03%	<u>86,94%</u>	85,00%

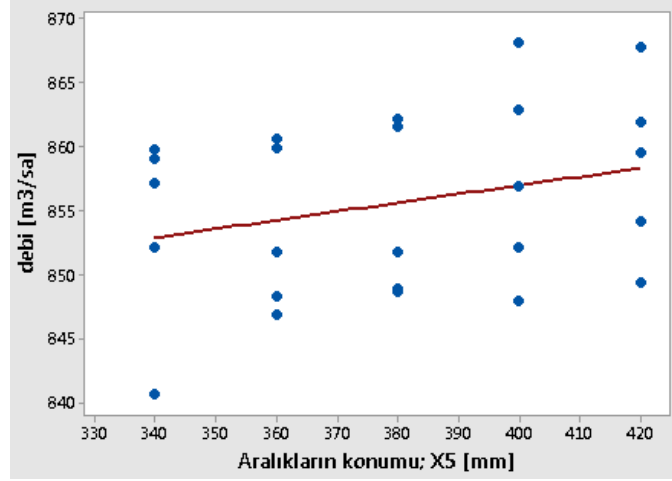
**Şekil 7.3:** Regresyon analizi sonucunda debi değerine etki eden parametreler.

Şekil 7.3 incelendiğinde perimetral aralığının (X3) debi değerini 0,0138 toleransı içerisinde kalarak etkilediği görülmektedir. Perimetral aralıklarının konumunun (X5) ise debi değeri üzerinde doğrudan etkisi olmadığı sadece %10 oranında 2.dereceden etkisi bulunduğu görülmektedir.



**Şekil 7. 4:** Perimetral aralığının(X3) debi değeri ile ilişkisi.

Şekil 7.4' teki grafiğe göre perimetral aralığı mesafesinin artışı debi değerini de lineer olarak arttırmaktadır. Parçalı perimetral geometrisinde perimetral aralığı artışı, perimetralden kaynaklanan basınç kayıplarını azaltmaktadır. Bu durum perimetral aralığının arttırılarak akış verimliliğinin ve aynı zamanda enerji sınıfı değerinin de iyileştirilebileceğini göstermektedir.



Şekil 7. 5: Perimetral aralığı konumunun (X5) debi değeri ile ilişkisi.

Şekil 7.5' deki perimetral aralığı konumunun (X5) debi değeri ile olan grafiği incelendiğinde ise aralarında perimetral aralığı (X3) kadar şiddetli bir bağlantı olmadığı görülmektedir. Ancak grafiğe göre perimetral aralıklarının konumu davlumbazın sağ ve sol kenarlarına yaklaştıkça debi değeri artmaktadır.

## 7.2 Değişken Parametrelerin Emiş Bölgesi Köşelerindeki Akış Hızına Etkisi

Minitab 17' de çoklu değişkenler regresyon analizi ile perimetral aralığı (X3) ve perimetral aralıklarının konumunun (X5) akış hızı üzerindeki etkisine bakılmıştır. İlk olarak bir önceki regresyon analizinde olduğu gibi değişken parametrelerin bütün kombinasyonları için akış hızına göre analiz yapılmıştır. Sonuçlar Şekil 7.6' de verilmiştir.

### Regression Analysis: Köşelerdeki ort versus Perimetral aralı; Aralıkların konu

#### Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value
Regression	5	6,19232	1,23846	3593,82
Perimetral aralığı; X3 [mm]	1	0,05334	0,05334	154,80
Aralıkların konumu; X5 [mm]	1	0,00259	0,00259	7,51
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Perimetral aralığı; X3 [mm]	1	0,04996	0,04996	144,96
Aralıkların konumu; X5 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	1	0,00229	0,00229	6,63
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	1	0,00044	0,00044	1,28
Error	19	0,00655	0,00034	
Total	24	6,19886		

Source	P-Value
Regression	0,000
Perimetral aralığı; X3 [mm]	0,000
Aralıkların konumu; X5 [mm]	0,013
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Perimetral aralığı; X3 [mm]	0,000
Aralıkların konumu; X5 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	0,019
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	0,272
Error	
Total	

Şekil 7.6: X3 ve X5 değişkenlerinin tüm kombinasyonları için emiş bölgesinin 4 köşesindeki akış hızlarının ortalamasına göre regresyon analizi sonuçları.

Regresyon analizi sonuçları akış hızı için Minitab programında genel istatistiksel değerlendirmelerde de kullanılan % 95 güvenilirlik katasayısına göre değerlendirilmiştir. İlk sonuçlar içerisinde P değeri 0,05 değerinin üzerinde olan en büyük parametreler sırası ile atılarak P değerleri 0,05 ve altına inene kadar analize devam edilmiştir.

**Regression Analysis: Köşelerdeki ort versus Perimetral aralı; Aralıkların konu**

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value
Regression	4	6,19188	1,54797	4430,00
Perimetral aralığı; X3 [mm]	1	0,48698	0,48698	1393,65
Aralıkların konumu; X5 [mm]	1	0,00274	0,00274	7,85
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Perimetral aralığı; X3 [mm]	1	0,04996	0,04996	142,96
Aralıkların konumu; X5 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	1	0,00229	0,00229	6,54
Error	20	0,00699	0,00035	
Total	24	6,19886		

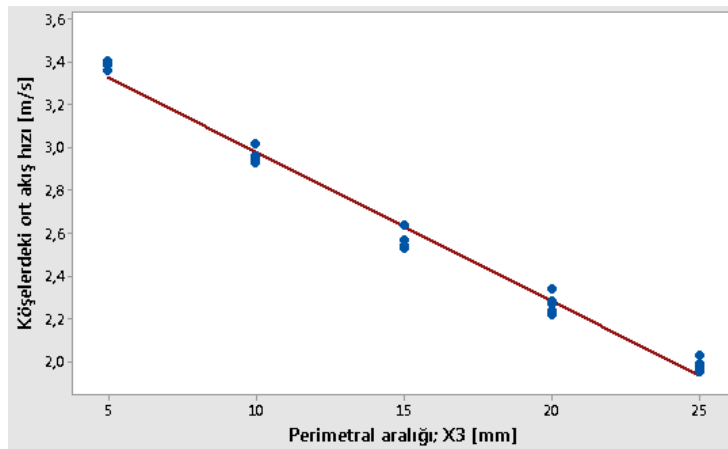
  

Source	P-Value
Regression	0,000
Perimetral aralığı; X3 [mm]	0,000
Aralıkların konumu; X5 [mm]	0,011
Perimetral aralığı; X3 [mm]*Perimetral aralığı; X3 [mm]	0,000
Aralıkların konumu; X5 [mm]*Aralıkların konumu; X5 [mm]	0,019
Error	
Total	

**Şekil 7.7:** Regresyon analizi sonucunda akış hızına etki eden parametreler.

Şekil 7.7' daki analiz sonuçları incelendiğinde köşelerdeki akış hızı değerlerinin hem perimetral aralıkları (X3) ile hem de perimetral aralıklarının konumu (X5) ile ilişkisi olduğu görülmektedir. Perimetral aralığı (X3) ile perimetral aralıklarının konumlarının (X5) 2.dereceden hallerinin P değerlerinin de 0,05' den küçük olması daha düşük oranda olsa da akış hızı üzerinde etkisi bulunduğunu göstermektedir.

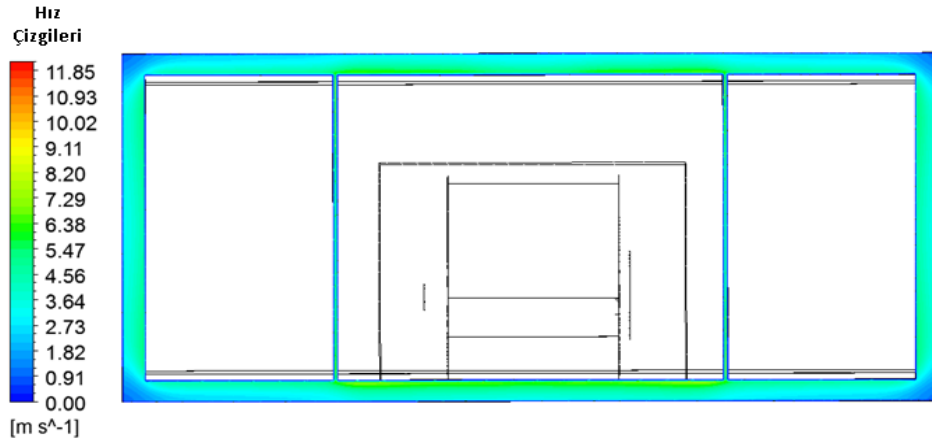
İlk olarak perimetral aralığının akış hızı ile etkileşimi noktasal grafik üzerinden incelenmiştir.



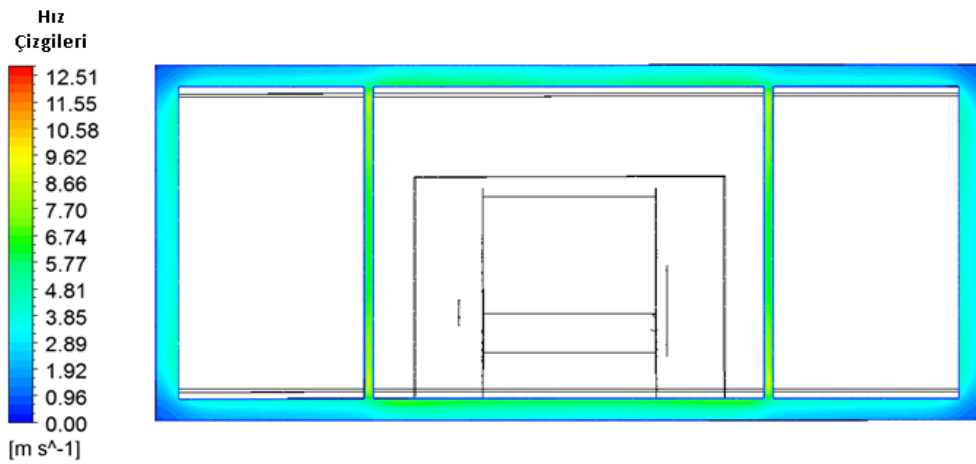
**Şekil 7.8:** Perimetral aralığı (X3) ve akış hızı grafiği.

Şekil 7.8’ deki grafik incelendiğinde perimetral aralığı artışının köşelerdeki akış hızlarını lineer olarak düşürdüğü görülmektedir. Aynı zamanda perimetral aralığının emiş bölgesindeki akış hızları dağılımı üzerindeki etkisini görebilmek için akış analizi görselleri incelenmiştir. Görsellerde perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm’ de sabit tutularak aşağıdaki sırada modellerin emiş bölgesi görsellenmiştir.

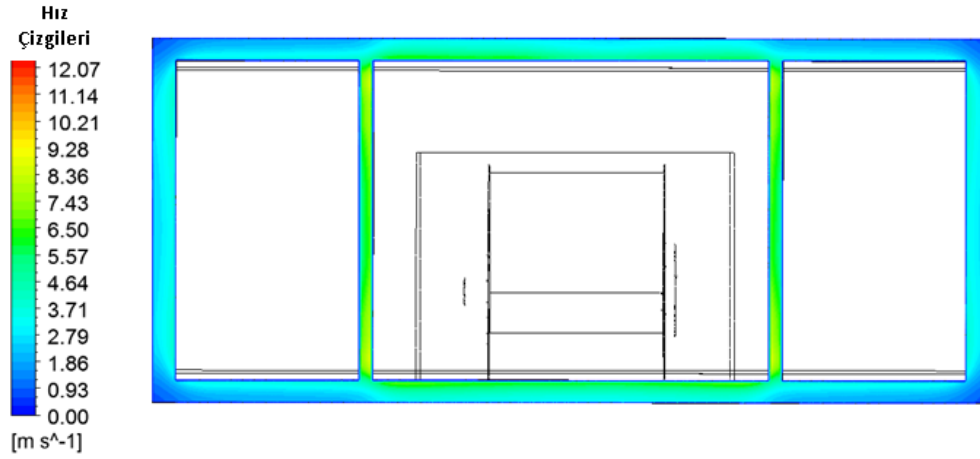
- Perimetral aralık (X3): 5mm
- Perimetral aralık (X3): 10mm
- Perimetral aralık (X3): 15mm
- Perimetral aralık (X3): 20mm
- Perimetral aralık (X3): 25mm



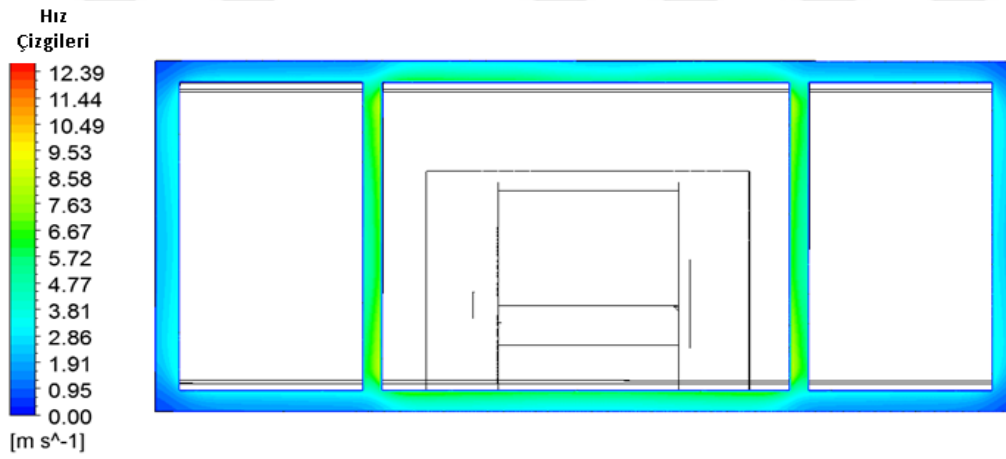
Şekil 7.9: Perimetral aralıkları (X3) 5mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi.



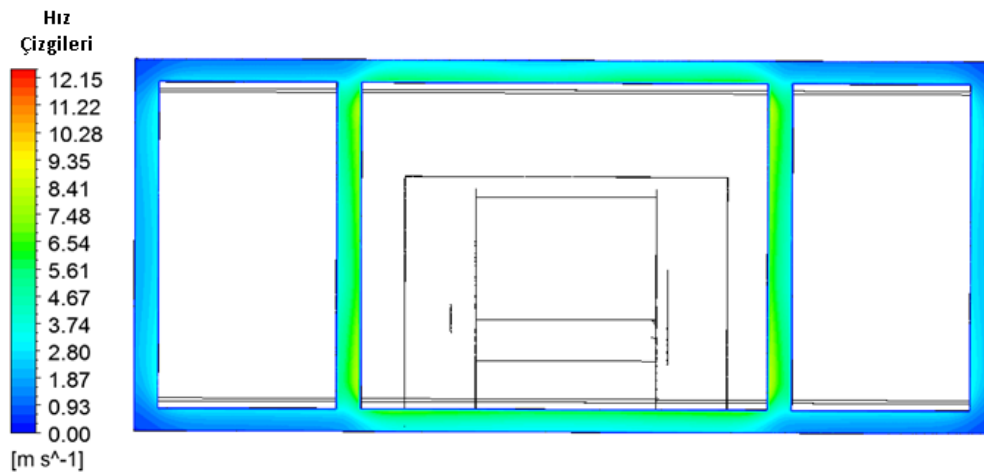
Şekil 7.10: Perimetral aralıkları (X3) 10mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi.



**Şekil 7.11:** Perimetral aralıkları (X3) 15mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi.

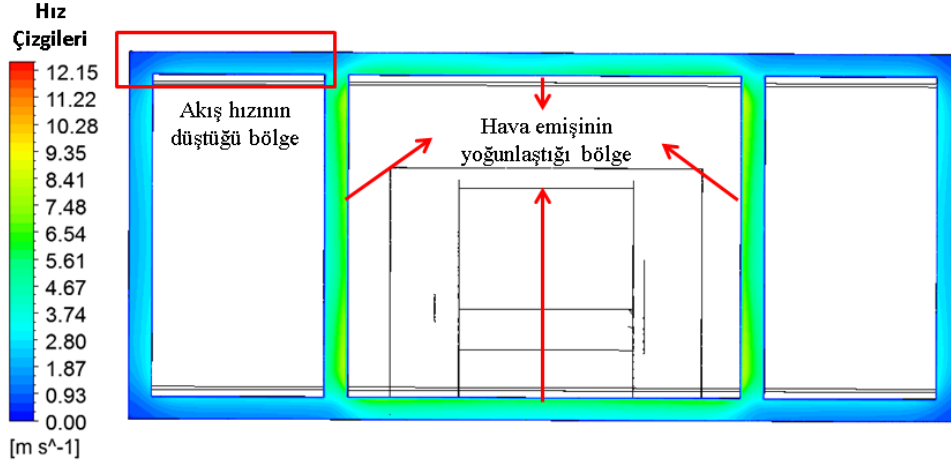


**Şekil 7.12:** Perimetral aralıkları (X3) 20mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi.



**Şekil 7.13:** Perimetral aralıkları (X3) 25mm ve perimetral aralıklarının konumu (X5) 400mm iken emiş bölgesindeki akış hızlarının görsellenmesi.

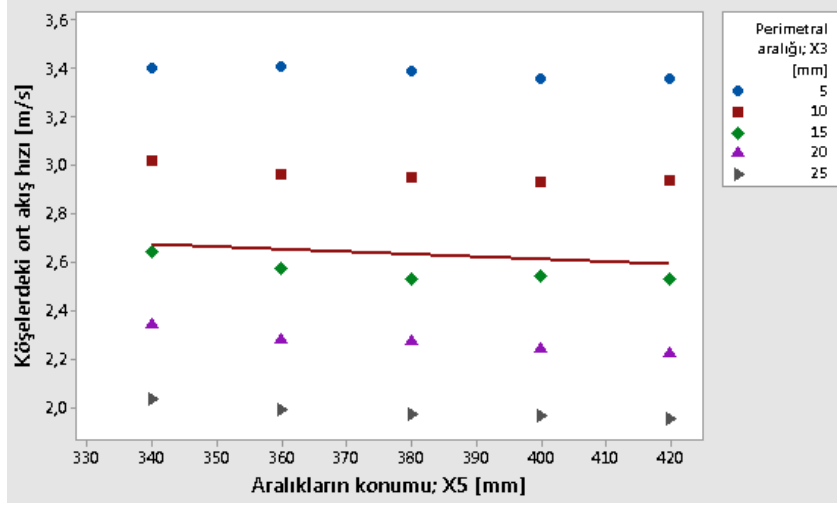
Şekil 7.9 ile şekil 7.13 arasındaki görseller incelendiğinde perimetral aralıklarının genişlemesinin emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızlarını düşürdüğü görülmektedir. Köşelerdeki bölgeler için belirlenen alandaki akış hızları sırası ile 3,36 m/s – 2,93 m/s – 2,54 m/s – 2,24 m/s – 1,96 m/s ‘ dir.



**Şekil 7.14:** Davlumbaz emiş bölgesinde akış hızı düşünün başladığı ve hava emişinin yoğunlaştığı bölgeler.

Ayrıca köşe bölgelerdeki hızların düşüşü perimetral aralıklarından itibaren başlayıp emiş bölgesinin sağ ve sol köşesine kadar devam etmektedir. Bu durumda Şekil 7.14’ dan da görüldüğü gibi hava emişi özellikle perimetralin orta parçası ve çevresinde yoğunlaşmaktadır.

Regresyon analizi sonucunda perimetral aralıkları konumunun, aralık genişliği kadar etkili olmasa da akış hızı üzerinde etkili olduğu belirlenmişti. Şekil 7.15’ teki noktasal grafiğe göre perimetral aralıklarının konumu davlumbazın sağ ve sol köşesine yaklaştıkça köşelerdeki ortalama akış hızı düşük bir oranla ve aralık genişlikleri ile beraber değerlendirildiğinde azalma eğilimindedir. Bu yüzden regresyon analizine 2.dereceden dahil olabilmektedir.



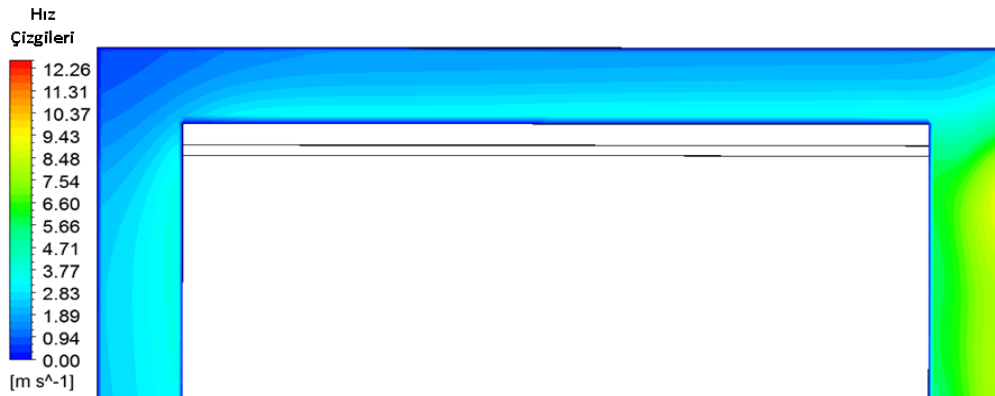
Şekil 7.15: Köşelerdeki akış hızı(X5) - perimetral aralıkları konumunun(X5) grafiği.

Perimetral aralığı konumlarının akış görsellerinin hangi model üzerinden incelenmesine karar verebilmek için X5 değişkenine bağlı olarak sırası ile en yüksek ve en düşük akış hızları arasındaki farka bakılmıştır.

Çizelge 7.3: X5 parametresi için oluşan  $\Delta v$  hız farkları.

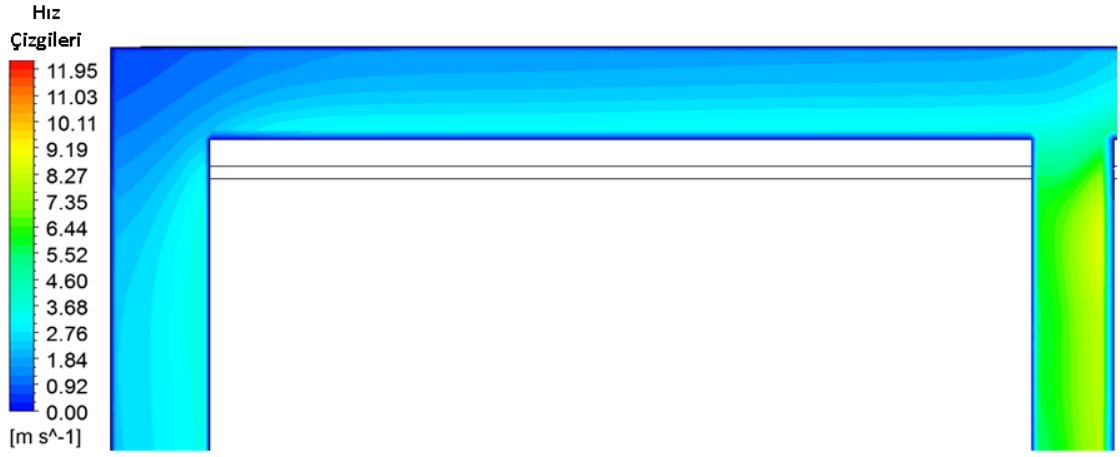
X3 parametresi [mm]	X5 = 420mm	X5=340mm	$\Delta v$ [m/s]
5	3,36	3,40	0,04
10	2,94	3,02	0,08
15	2,53	2,64	0,11
20	2,22	2,34	0,12
25	1,95	2,03	0,08

Çizelge 7.3' e göre X5 parametreleri arasındaki en yüksek hız farkı perimetral aralığı 20mm iken görüldüğü için bu perimetral aralığındaki emiş bölgesinin hız dağılımı görselleri incelenmiştir.

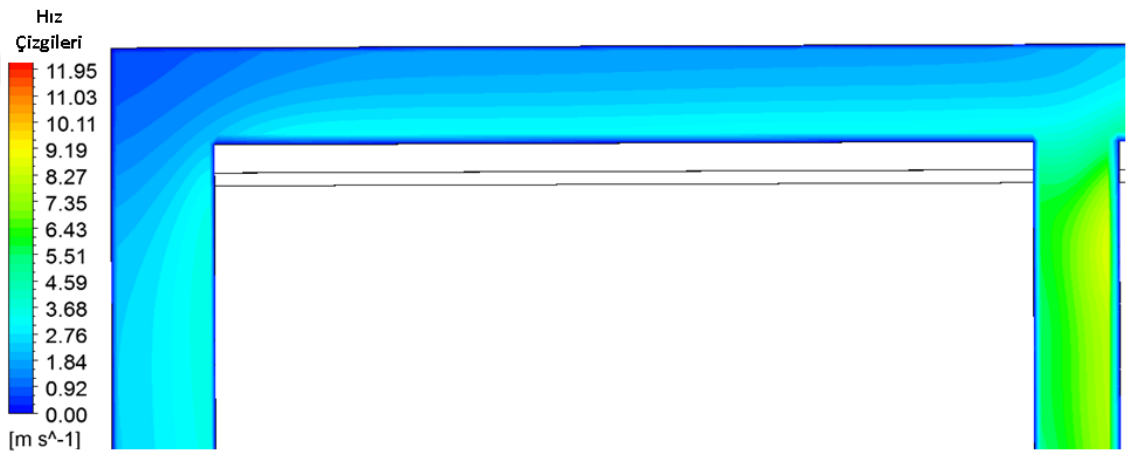


Şekil 7.16: X5 parametresi 340mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı.

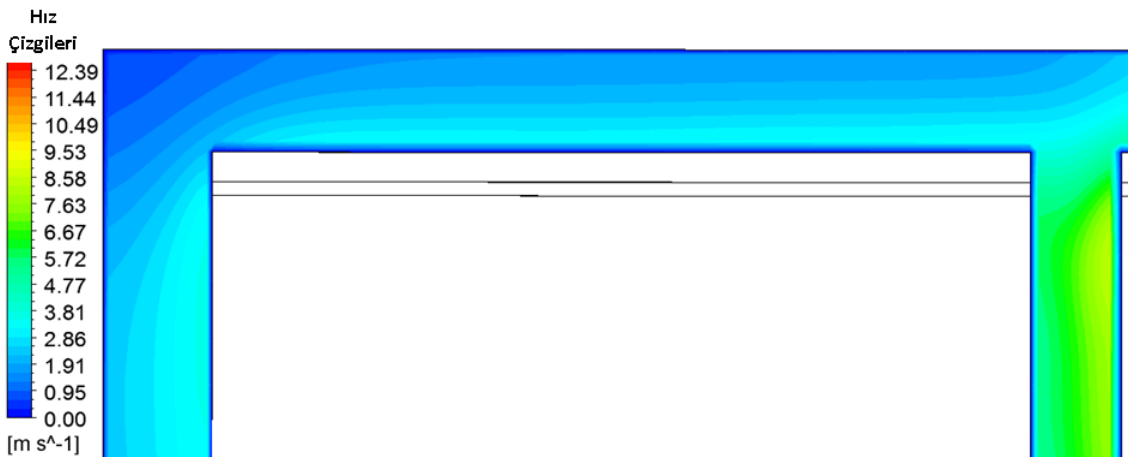




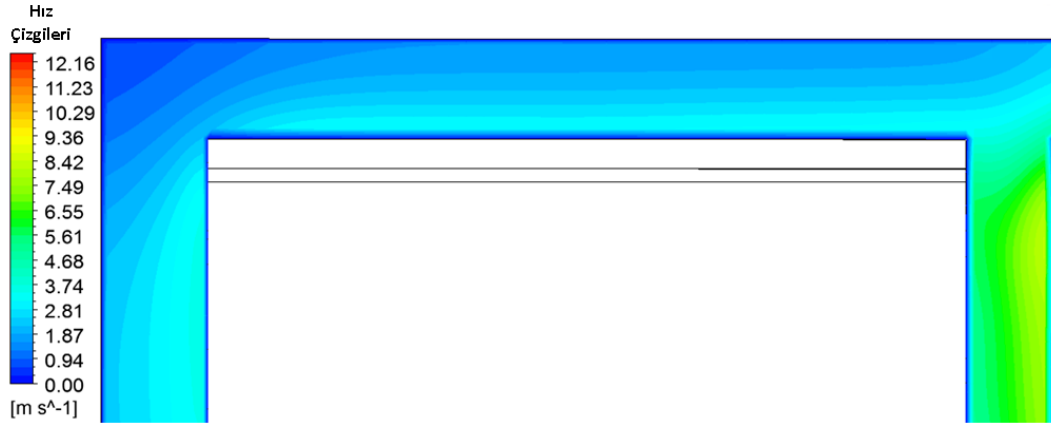
Şekil 7.17: X5 parametresi 360mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı.



Şekil 7.18: X5 parametresi 380mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı.

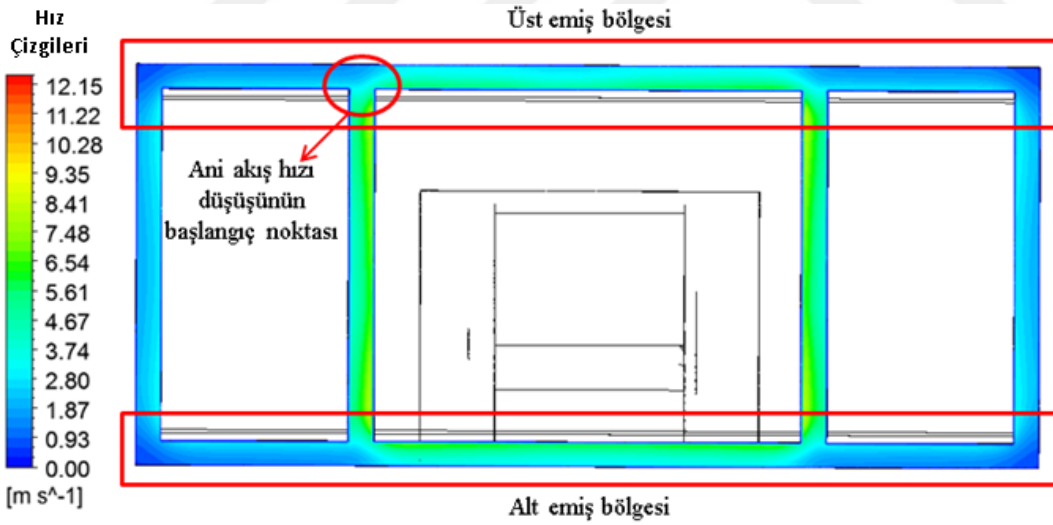


Şekil 7.19: X5 parametresi 400mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı.



**Şekil 7.20:** X5 parametresi 420mm iken emiş bölgesinin akış hızı dağılımı.

Ansyes Fluent paket programında yapılan akış analizi sonucu elde edilen Şekil 7.16 ile Şekil 7.20 arasındaki görseller incelendiğinde en dikkat çekici noktanın üst ve alt emiş bölgelerindeki ani akış hızı düşüşünün perimetral aralıklarından sonra başlamasıdır. Bu durumda perimetral aralıklarının konumu birbirine yaklaştıkça üst ve alt emiş bölgesindeki ani akış hızı düşüşleri de daha önce başlamakta ve daha geniş bir alanda etkili olmaktadır. Emiş bölgesinde perimetral aralıklarından itibaren başlayan ani akış hızı düşüşleri Şekil 7.21’de görülmektedir.



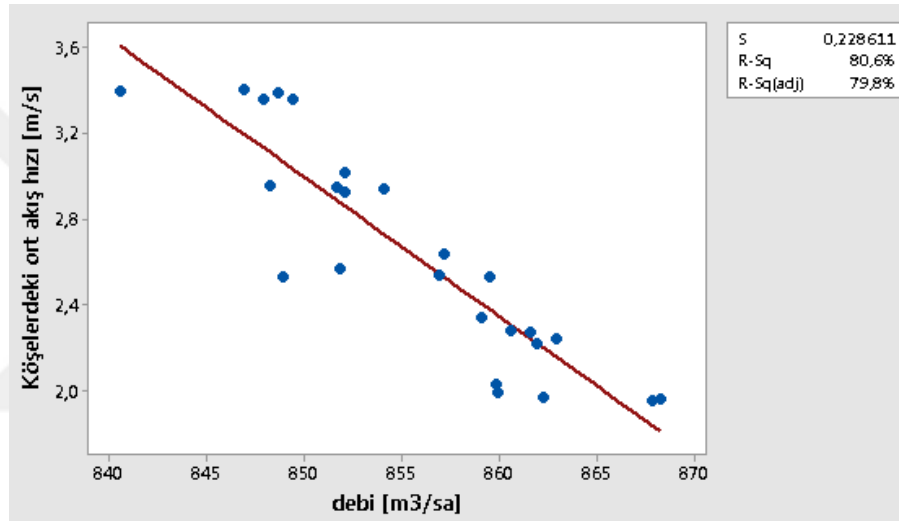
**Şekil 7.21:** Davlumbazın alt ve üst emiş bölgesi ile ani akış hızı düşüşünün başlangıç noktası.

Perimetral aralıklarının konumunun (X5) köşelerdeki akış hızları ve debi üzerindeki etkisinin sınırlı olması, debi değeri ile köşelerdeki akış hızı arasında bir formülasyon oluşturmasına imkan sağlamaktadır. Ancak sınırlı da olsa perimetral aralıkları konumunun her iki değer üzerinde de ters oranda etkisi bulunmaktadır. Bu yüzden debi ve akış hızları arasındaki ilişkinin gücünün artırılabilmesi için Reynolds sayısı

kullanılmıştır. Debi değeri ve köşelerdeki akış hızı ile bağlantılı olan boyutsuz sayı ile sayısal bir formül oluşturularak, sadece debi değeri ile akış hızının elde edilmesi mümkün olabilmektedir.

### 7.3 Debi Değeri ve Emiş Bölgesi Köşelerindeki Akış Hızının Etkileşimi

Tez çalışması kapsamında deneysel olarak ölçülmesi zor olan ve belirsizlikler içeren emiş bölgesi köşelerindeki akış hızı ile debi değeri arasında bir bağıntı oluşturulmuştur. Regresyon analizinde debi değeri ile bu akış hızı arasındaki ilişkiye doğrudan bakıldığında Şekil 7.22’ de de görüldüğü gibi aralarındaki etkileşim % 80 mertebelerinde kalmaktadır.



Şekil 7.22: Akış hızı ve debi değeri grafiği.

Debi değeri ve akış hızları arasındaki ilişkinin iyileştirilmesi için her iki parametre ile de etkileşimi olan Reynolds sayısı kullanılmıştır. 25 farklı model için de davlumbazın emiş bölgesindeki Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Burada emiş bölgesi silindirik olmadığı için hidrolik çap üzerinden Reynolds sayısı hesabı yapılmıştır.

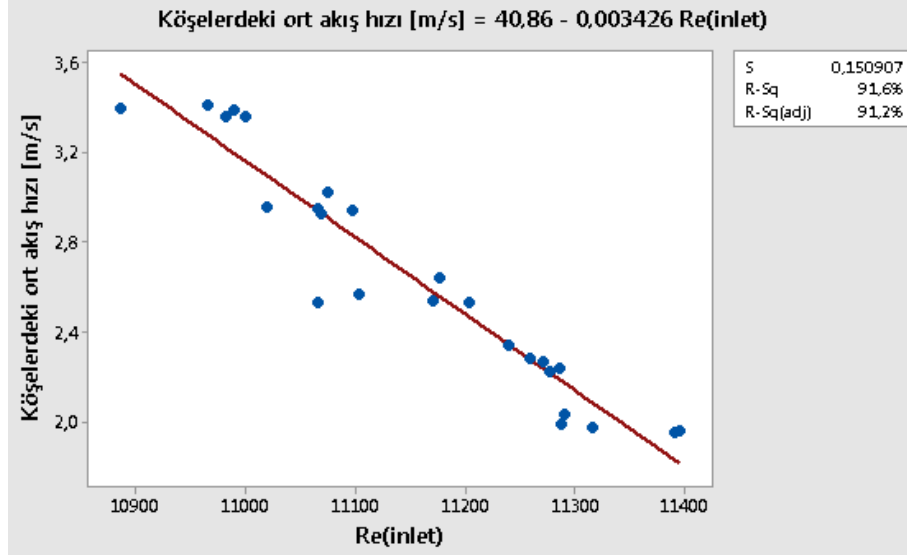
**Çizelge 7.4:** 25 davlumbaz modeli için emiş bölgesi akış hızı, çevre, alan ve Reynolds sayısı.

Model No	Perimetral Aralığı[X3]	Perimetral Aralıklarının Konumu [X5]	Giriş ortalama akış hızı [m/s]	Çevre	Alan	Re(inlet)
1	5	340	4,19	5,886	0,056	11000
2	5	360	4,18	5,886	0,056	10982
3	5	380	4,18	5,886	0,056	10990
4	5	400	4,18	5,886	0,056	10966
5	5	420	4,15	5,886	0,056	10887
6	10	340	3,99	5,866	0,060	11097
7	10	360	3,98	5,866	0,060	11070
8	10	380	3,98	5,866	0,060	11067
9	10	400	3,96	5,866	0,060	11019
10	10	420	3,98	5,866	0,060	11075
11	15	340	3,81	5,846	0,063	11204
12	15	360	3,80	5,846	0,063	11171
13	15	380	3,76	5,846	0,063	11066
14	15	400	3,78	5,846	0,063	11104
15	15	420	3,80	5,846	0,063	11177
16	20	340	3,64	5,826	0,066	11277
17	20	360	3,64	5,826	0,066	11286
18	20	380	3,64	5,826	0,066	11271
19	20	400	3,63	5,826	0,066	11258
20	20	420	3,63	5,826	0,066	11240
21	25	340	3,50	5,806	0,069	11391
22	25	360	3,50	5,806	0,069	11394
23	25	380	3,47	5,806	0,069	11316
24	25	400	3,47	5,806	0,069	11287
25	25	420	3,47	5,806	0,069	11290

Çizelge 7.4 incelendiğinde X3 parametresi sabit kalıp sadece X5 parametresi değiştiğinde çevre ve alanın sabit kaldığı görülmektedir. Bu durumda Reynolds sayısının perimetral aralıklarının konumu (X5) ile olan bağıntısı alan veya çevreden değil akış hızı üzerinden gelmektedir. Perimetral aralıkları(X3) ise hem alan ve çevreden hemde akış hızı üzerinden Reynolds sayısına doğrudan etki etmektedir.

Debi değeri ile Reynolds sayısı arasında doğrudan bir ilişki bulunmaktadır. Çizelge 7.8’ deki değerler kullanılarak elde edilen debi ile Reynolds sayısı arasındaki ilişkiyi veren formülasyon ise aşağıdaki gibidir.

$$\text{Reynolds sayısı(giriş bölgesi)} = -5946 + 19,99 \cdot \text{Debi} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{sa}} \right) \quad (7.1)$$



**Şekil 7.23:** Köşelerdeki akış hızı(m/s) ile Reynolds sayısı ilişkisi.

Şekil 7.23' a göre köşelerdeki akış hızı ile Reynolds sayısı arasında %91,2 oranında bir ilişki mevcuttur ve Reynolds sayısına göre köşelerdeki akış hızını veren formülasyon aşağıdaki gibidir.

$$\text{Köşelerdeki akış hızı } \left(\frac{m}{s}\right) = 40,86 - 0,003426 \cdot \text{Re(emiş bölgesi)} \quad (7.2)$$

Yukarıdaki denklemde Reynolds sayısı yerine debi değeri ile Reynolds arasındaki ilişkiyi veren denklem konulduğunda köşelerdeki akış hızı değerini debi değerine bağlı olarak veren formülasyon elde edilmektedir.

$$\text{Köşelerdeki akış hızı } \left(\frac{m}{s}\right) = 40,86 - 0,003426 \cdot \left[-5946 + 19,99 \cdot \text{Debi} \left(\frac{m^3}{sa}\right)\right] \quad (7.3)$$

$$\text{Köşelerdeki akış hızı } \left(\frac{m}{s}\right) = 61,23 - 0,06848574 \cdot \text{Debi} \left(\frac{m^3}{sa}\right) \quad (7.4)$$

Köşelerdeki akış hızı ile debi arasındaki doğruluk ise her iki denklemin doğruluk oranlarının çarpımı ile % 88,3 olarak elde edilmektedir ve ilk duruma göre yaklaşık olarak %8,3' lük bir artış elde edilmiştir.

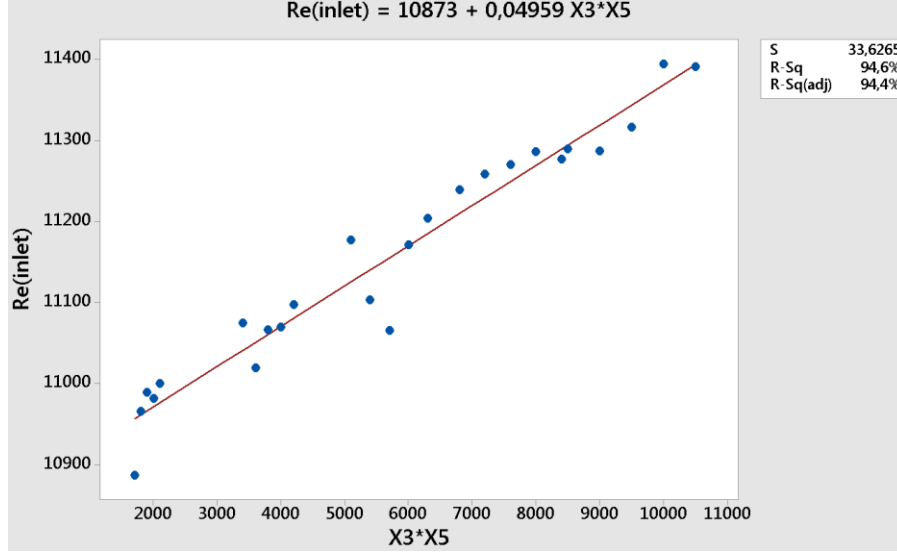
Diğer taraftan tez çalışması ile optimum perimetral geometrisinin seçiminde kullanılabilmesi için X3 ve X5 parametrelerinin bir arada değerlendirilerek debi ve akış hızlarını veren bir formülizasyon oluşturulmak istenmiştir. Çünkü yapılan regresyon analizi sonuçlarında X3 ve X5 parametrelerinin her ikisinin de debi ve akış hızı üzerinde etkisi bulunduğu tespit edilmiştir.

Bu yüzden X3 ve X5 parameterlerinin birbiri ile çarpımının oluşturduğu sonuçların hem debi değeri hemde akış hızları üzerindeki etkisi kontrol edilmiştir. Çizelge 7.5’ da kullanılmış olan nicel veriler görülmektedir.

**Çizelge 7.5:** X3\*X5 oranının değerleri.

Perimetral aralığı X3 [mm]	Aralıkların konumu X5 [mm]	Debi [m <sup>3</sup> /sa]	Köşelerdeki ortalama akış hızı [m/s]	Re(giriş)	X3*X5
5	420	849,4	3,36	11000	2100
5	400	847,9	3,36	10982	2000
5	380	848,7	3,39	10990	1900
5	360	846,9	3,41	10966	1800
5	340	840,6	3,40	10887	1700
10	420	854,1	2,94	11097	4200
10	400	852,1	2,93	11070	4000
10	380	851,7	2,95	11067	3800
10	360	848,3	2,96	11019	3600
10	340	852,1	3,02	11075	3400
15	420	859,5	2,53	11204	6300
15	400	856,98	2,54	11171	6000
15	380	848,9	2,53	11066	5700
15	360	851,8	2,57	11104	5400
15	340	857,2	2,64	11177	5100
20	420	861,9	2,22	11277	8400
20	400	862,9	2,24	11286	8000
20	380	861,6	2,27	11271	7600
20	360	860,6	2,28	11258	7200
20	340	859,1	2,34	11240	6800
25	420	867,8	1,95	11391	10500
25	400	868,2	1,96	11394	10000
25	380	862,2	1,97	11316	9500
25	360	859,9	1,99	11287	9000
25	340	859,8	2,03	11290	8500

İlk olarak debi değeri için daha önceki regresyon analizinde perimetral değişkenleri için maksimum %86 oranı yakalanmıştı. Bu yüzden etkileşim oranını yukarı çekebilmek için X3\*X5 değerleri Reynolds sayısı üzerinden analiz edilerek debi değeri ile aralarında bir denklem oluşturulmuştur.

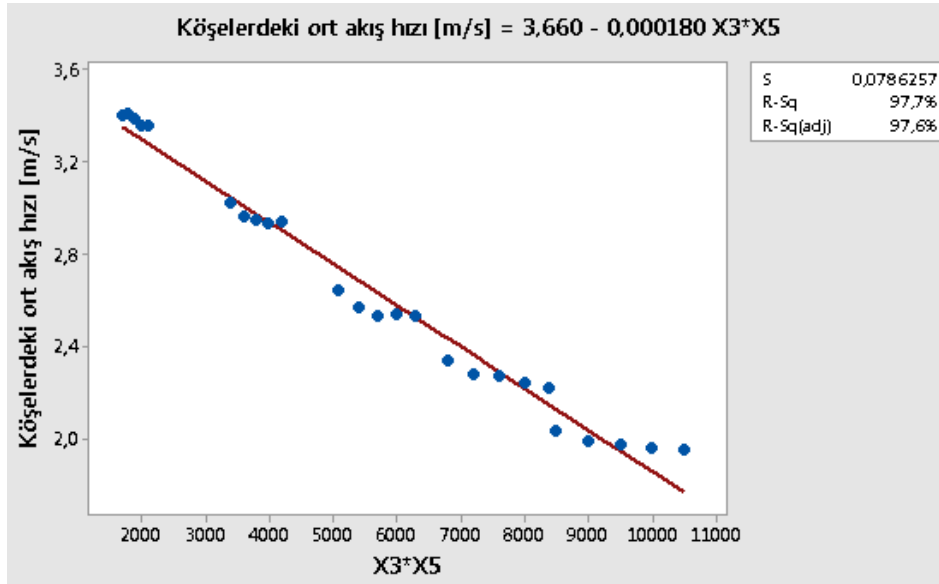


Şekil 7.24: Reynolds sayısı X3\*X5 oranı grafiği.

Şekil 7.24 incelendiğinde X3\*X5 oranının % 94,4 gibi yüksek bir oranlar Reynolds ile ilişkisi olduğu görülmektedir. Buradan elde edilen denklem Şekil 6.23' teki debi değeri – Reynolds sayısı grafiğindeki denkleme dahil edilerek % 91,4 ile aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

$$\text{Debi} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = 841,97 + 0,002406. (X3.X5) \quad (7.5)$$

X3\*X5 oranı benzer şekilde emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızları için analiz edilmiştir.



Şekil 7.25: Köşelerdeki akış hızı - X3\*X5 oranı grafiği.

Şekil 7.25 incelendiğinde X3\*X5 oranının %97,6 gibi yüksek bir oranla lineer olarak akış hızları ile ilişkisi olduğu görülmektedir. Köşe bölgelerdeki akış hızının hesaplanmasında ise aşağıdaki denklem kullanılmaktadır.

$$\text{Köşelerdeki akış hızı } \left(\frac{m}{s}\right) = 3,660 - 0,000180. (X3. X5) \quad (7.6)$$

#### 7.4 Optimum Perimetral Tasarımı

Tez çalışmasında perimetralin oluşturduğu debi kaybı azaltılarak davlumbazın enerji veriminin artırılması hedeflenmekteydi. Ancak perimetralin oluşturduğu kayıplar iyileştirilerken maksimum koku giderim verimliliği yani yemek buharının emilmeden ortama kaçışının engellenmesi için 2,6 m/s olarak minimum kritik akış hızı değeri belirlendi. Bu yüzden optimum perimetral tasarımı için belirlenen bu kritik akış hızı üzerinden yola çıkılmıştır.

İlk olarak perimetral geometrisinin X3 ve X5 değişkenlerinden elde edilen X3\*X5 oranının akış hızı değeri ile olan denklemi kullanılmıştır. Aşağıdaki denklemde köşelerdeki akış hızı değeri minimum 2,6 m/s olacak şekilde X3\*X5 oranı belirlenmiştir.

$$\text{Köşelerdeki akış hızı } \left(\frac{m}{s}\right) = 3,660 - 0,000180. (X3. X5) \quad (7.7)$$

$$2,6 \left(\frac{m}{s}\right) = 3,660 - 0,000180. (X3. X5) \quad (7.8)$$

$$(X3. X5) = 5888,8 \quad (7.9)$$

Yukarıdaki denklemden elde edilen X3\*X5 değerinin akış hızlarının 2,6 m/s ve altına düşmemesi için 5888' i geçmemesi gerektiği belirlenmiştir.

HAD analizi yapılan modeller için X3\*X5 değerleri aşağıdaki tablodaki gibidir.



**Çizelge 7.6:** X3\*X5 oranı 5888 değeri ve altında olan modeller.

Model no	Perimetral aralığı X3 [mm]	Aralıkların konumu X5 [mm]	X3*X5
1	5	420	2100
2	5	400	2000
3	5	380	1900
4	5	360	1800
5	5	340	1700
6	10	420	4200
7	10	400	4000
8	10	380	3800
9	10	360	3600
10	10	340	3400
11	15	420	6300
12	15	400	6000
13	15	380	5700
14	15	360	5400
15	15	340	5100
16	20	420	8400
17	20	400	8000
18	20	380	7600
19	20	360	7200
20	20	340	6800
21	25	420	10500
22	25	400	10000
23	25	380	9500
24	25	360	9000
25	25	340	8500

Çizelge 7.6 incelendiğinde ilk 13 modelin oranlarının 5888 değerinin altında kaldığı görülmektedir. Bu modeller akış hızı değeri 2,6 m/s ve üzerinde olan modellerdir.

Debi değerinin ise X3\*X5 oranı ile lineer olarak artan bir ilişkisi vardı. Bu yüzden analizi yapılan modeller içerisinde en yüksek X3\*X5 oranına sahip 13. model optimum perimetral modeli olarak seçilmiştir. 13.model için X3:15mm ve X5:380 mm' dir.

13. modelin X3\*X5 oranı için debi değeri denklemi kullanıldığında ise modelin debi değeri aşağıdaki bulunmuştur. Bundan sonraki aşamada X3: 15mm ve X5:380mm için prototip hazırlanıp tasarımın rüzgar tüneline debi ve enerji verimi ölçümleri yapılmıştır.

$$\text{Debi} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = 841,97 + 0,002406. (X3. X5) \quad (7.10)$$

$$\text{Debi} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = 841,97 + 0,002406 \cdot (5700) \quad (7.11)$$

$$\text{Debi} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = 855,6 \text{ m}^3/\text{sa} \quad (7.12)$$



**Şekil 7.26:** X3:15mm ve X5:380mm perimetral boyutlarına sahip prototip.

Şekil 7.26' deki prototipin rüzgar tüneli deney düzeneğindeki ölçümleri yapıldığında debi değeri 845 m<sup>3</sup>/sa olarak ölçülmüştür. Prototipin basınç debi karakteristik eğrisi çıkarılarak belirlenen en verimli çalışma noktası üzerinden sırasıyla yıllık enerji tüketimi, akış verimliliği ve enerji verimliliği değerleri hesaplanmıştır.

Prototip için ölçülen performans değerleri sırasıyla aşağıdaki gibidir;

- Yıllık enerji tüketimi: 28,06 kWh/y
- FDE (Akış Verimliliği): 34,68
- EEI (Enerji Verimliliği Değeri): 43,68 (37<A+ enerji sınıfı<45)

**Çizelge 7.7:** İlk durumdaki tek parça perimetral ile parçalı perimetral prototiplerinin karşılaştırılması.

	Debi [m <sup>3</sup> /sa]	Akış Verimliliği	Enerji Verimliliği Değeri	Yıllık Enerji Tüketimi [kWh/y]
İlk durum (tek parça perimetral)	820	33,59	45,77	30,69
Parçalı perimetral tasarımı	845	34,68	43,68	28,06
İyileşme	25 m <sup>3</sup> /sa	1 puan iyileşme	2,1 puan iyileşme	%8,5 iyileşme

Çizelge 7.7' den görülebileceği gibi yapılan çalışmada tasarımı belirlenmiş olan parçalı perimetral yapısı A enerji sınıfı olan davlumbazın enerji verimliliği değerini A+ seviyesine çekmektedir. Ayrıca yıllık enerji tüketiminde % 8,5 değerinde iyileşme sağlanmıştır.





## 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, davlumbazlarda kullanılan parçalı perimetral yapısının emiş bölgesindeki akış hızlarının karakteristiğine ve davlumbazın debi değerine olan etkisi sayısal ve deneysel olarak analiz edilmiştir. Çalışmadaki sayısal ve deneysel sonuçların birbiri ile karşılaştırılması ve doğrulanması kritiktir. Sayısal olarak elde edilen debi değerlerinin tek parça ve parçalı perimetral tasarımlarının her ikisinde de deneysel sonuçlarla uyduğu görülmektedir. Bu yüzden perimetral geometrisi için önemli parametrelerden olan perimetral aralıkları ve perimetral aralıklarının konumu ile ilgili bir çalışma metodolojisi oluşturulmuştur. Bunun sonucunda analiz sonuçlarına göre debi kayıplarını minimize ederek enerji verimliliği değerini arttıran ve aynı zamanda emiş bölgesinin köşelerindeki akış hızlarının kritik akış hızı değeri olan 2,6 m/s' nin altına düşmediği perimetral tasarımı yapılmıştır. Kritik akış hızı değeri literatür araştırması sonucu debi değeri ile davlumbazların koku giderim faktörü arasındaki ilişkiden elde edilmiştir.

Parçalı perimetral tasarımı için önemli olan parametreler ve onların davlumbaz performansı ile akış hızı üzerindeki etkileri aşağıda kısaca anlatılmaktadır. Elde edilen sonuçların bir kısmına deneysel ve literatür araştırmasından yola çıkılarak ulaşılmıştır.

- Davlumbazın temel görevi olan mutfak ortamındaki kokuyu ve yemek buharını emip dışarıya atma işlemi için 500 m<sup>3</sup>/sa debi değerinin %99 koku giderim faktörü seviyelerine ulaşmak için yeterli olduğu belirlenmiştir. Buradan çalışmanın gerçekleştirildiği prototipteki emiş alanından 2,6 m/s olarak kritik akış hızı değeri hesaplanmıştır. ( Çizelge 2.1)
- Perimetral yapısının prototipte 120 m<sup>3</sup>/sa' lik debi kaybına neden olduğu ve oluşturduğu debi kayıpları minimize edildiğinde enerji verimi değerinin A+ sınıfına getirilebileceği tespit edilmiştir. (Çizelge 5.1)
- Parçalı perimetral tasarımına geçildiğinde ortaya çıkan X3 (perimetral aralıklarının genişliği) parametresinin arttırılması davlumbazın debi değerinin artmasına neden olmaktadır. (Şekil 7.4)

- X3 parametresindeki artışın aynı zamanda davlumbazın emiş bölgesi köşelerindeki akış hızlarına ise negatif etkisi bulunmaktadır. ( Şekil 7.8)
- Parçalı perimetral yapısı için X5 (perimetral aralıklarının konumu) parametresi ise davlumbazın debi değerine X3 parametresinin yanında %10 gibi bir değerle etki etmekte ve X5 parametresi arttıkça debi değeri de artmaktadır. (Şekil 7.3 ve Şekil 7.5)
- X5 parametresi aynı zamanda yine X3 parametresinden daha düşük bir etkiyle de olsa davlumbazın emiş bölgesi köşelerindeki akış hızları üzerinde X3 parametresinin değişimi ile beraber değerlendirildiğinde etkilidir. X5 parametresi arttıkça debi değeri artmasına rağmen köşelerdeki akış hızları düşmektedir. ( Şekil 7.15)
- Tek parça perimetral yapısından parçalı perimetral yapısına geçildiğinde davlumbazın hava emiş bölgesindeki hava emilimi yoğunluğu orta parça ve çevresinde yoğunlaşmaktadır. Bu yüzden perimetral aralıklarının açıldığı noktadan başlayan ani akış hızı düşüşleri görülmektedir. ( Şekil 7.14)

Sayısal çalışma ile elde edilen sonuçlar Minitab 17' de analiz edilerek her bir parametrenin debi değeri ve köşelerdeki akış hızına olan etkisi doğruluk oranları ile birlikte formülize edilmiştir. Özellikle her iki X3 ve X5 parametresindeki değişimin de debiye ve akış hızına olan etkisinden dolayı X3\*X5 gibi ortak bir oran oluşturulmuş ve parçalı perimetral boyutlarının optimizasyonunda kullanılmak üzere aşağıdaki denklemler elde edilmiştir.

- Köşelerdeki akış hızı  $\left(\frac{m}{s}\right) = 61,23 - 0,06848574 \cdot \text{Debi} \left(\frac{m^3}{sa}\right) - \%88,3$
- $\text{Debi} \left(\frac{m^3}{s}\right) = 841,97 + 0,002406 \cdot (X3 \cdot X5) - \%91,4$
- Köşelerdeki akış hızı  $\left(\frac{m}{s}\right) = 3,660 - 0,000180 \cdot (X3 \cdot X5) - \%97,6$

X3\*X5 oranı üzerinden kritik akış hızı değerinin altına düşmeyerek en yüksek debi değerini sağlayan tasarımın X3:15mm X5:380mm olan model olduğu belirlenmiştir. Belirlenen modelin prototipi hazırlanarak rüzgar tüneline ölçümleri gerçekleştirildiğinde aşağıda sonuçlar elde edilmiştir.

- Optimize edilmiş tasarım ile debi değeri 25 m<sup>3</sup>/sa iyileştirilmiştir.

- İlk durum ile karşılaştırıldığında davlumbazın akış verimliliği değeri (FDE) yaklaşık olarak %1' lik bir iyileşme ile 33,59 seviyesinden 34,68 seviyesine ulaşmıştır. (Çizelge 7.7)
- Enerji verimliliği değeri ise %2,1' lik iyileşme ile 45,77 değerinden 43,68 değerine ulaşarak ürünün enerji seviyesini A sınıfından A+ sınıfına çıkarmıştır. (Çizelge 7.7)
- Prototipin yıllık enerji tüketiminde ise toplam %8' lik bir iyileşme elde edilmiştir.

Yapılan tez çalışmasında elde edilen bilgiler doğrultusunda aşağıdaki önerilerin davlumbaz verimi ve koku giderim faktörü ile alakalı benzer çalışmalar için faydalı olabileceği düşünülmektedir.

- Davlumbazlardaki perimetral yapısının verim ve koku giderim faktörüne olan etkisi, perimetralin alüminyum filtreler ve emiş bölgesindeki üst, alt, sağ ve sol kısımlara olan mesafesi dahil edilerek değişken tasarım parametrelerinin artırılması ile çalışma genişletilebilir.
- Parçalı perimetral yapısındaki perimetral aralıkları ve perimetral aralıklarının konumunun çalışmadaki sayıları artırılarak detaylandırılmasıyla daha genel sonuçlara ulaşılması mümkündür.
- Perimetral yapısının davlumbazın koku giderim faktörüne olan etkisini hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinin yanında PIV odada ocak ve davlumbazın bir arada çalışmasını kapsayan bir deney düzeneği ile görselleştirilerek desteklenebilir.
- Davlumbaz verimi üzerinde perimetral yapısının etkisinin yanında benzer şekilde deneysel ve sayısal bir çalışma ile kasanın basınç kayıplarını azaltacak optimum üst şase boyutları belirlenebilir.
- Ayrıca tasarlanan optimum perimetral boyutları için mutfak ortamı simule edilerek ve ortamdaki kapı, pencere aralıklarının sebep olduğu hava akışı değişiminin dahil edilmesi ile yemek buharını yakalayabilecek optimum hava akış hızı ve debi değerinin belirlenmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirilebilir.





## KAYNAKLAR

- [1] **Guo Ma, Philip Andrews-Speed, Jiandong Zhang** (2013). Chinese consumer attitudes towards energy saving: The case of household electrical appliances in Chongqing. *School of Economics and Business Administration, Chongqing University, Chongqing 400030, China. National University of Singapore, Energy Studies Institute, 29 Heng Mui Keng Terrace, Block A 10-01, Singapore 119620, Singapore.*
- [2] **Url1** <[http://www.bossino.com/installation\\_guide.html](http://www.bossino.com/installation_guide.html)> 17.12.2015
- [3] **IEC 61591 International Standart** (2010). Household range hoods and other cooking fume extractors - Methods for measuring performance. *International Electrotechnical Commission.*
- [4] **COMMISSION DELEGATED REGULATION (EU) No 65/2014** (2013). Supplementing Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council with regard to the energy labelling of domestic ovens and range hoods. *European Commission, Brussels 1.10.2013*
- [5] **COMMISSION DELEGATED REGULATION (EU) No 66/2014** (2014). Implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for domestic ovens, hobs and range hoods. *European Commission, Brussels.*
- [6] **Per - Anders Widell** (2011). Swedish comments on the proposal regarding ecodesign requirements and energy labelling for domestic ventilation units and range hoods. *Ministry of Enterprise, Energy and Communications. Mart 21, 2016, alındığı yer: [http://www.ecee.org/ecodesign/products/domestic\\_ventilation/Comments\\_S\\_E\\_Jan2011](http://www.ecee.org/ecodesign/products/domestic_ventilation/Comments_S_E_Jan2011)*
- [7] **Nguyen Lu Phuong, Kazuhide Ito** (2012). Experimental and numerical study of airflow pattern and particle dispersion in a vertical ventilation duct. *Department of Environmental Engineering, Interdisciplinary Graduate*

*School of Engineering Science, Kyushu University. 6 -1 Kasuga-koen, Kasuga, Fukuako 816 – 8580, Japan*

- [8] **Michele Pinelli, Alesio Suman** (2014). A numerical method for the efficient design of free opening hoods in industrial and domestic applications. *Dipartimento di Ingegneria, Universita di Ferrera, Ferrera, Italy*
- [9] **ANSI/AMCA Standart 210 – 07** (2007). Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating. *Air Movement and Control Association International, Inc. 30 West University Drive, Arlington Heights, IL 60004 – 1893. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1791 Tullie Circle, NE, Atlanta, GA 30329-2305.*
- [10] **IEC 60704 – 2 – 13 International Standart** (2011). Household and similar electrical appliances – Test code for the determination of airborne acoustical noise – Part 2-13: Particular requirements for range hoods. *International Electrotechnical Commision.*
- [11] **Jun Gao<sup>a</sup>, Changsheng Cao<sup>a</sup>, Xiang Zhou<sup>a</sup>, Xu Zhang<sup>a</sup>, Qianfen Xiao<sup>b</sup>, Bin Xu<sup>b</sup>** (2013). Determination of dynamic intake fraction of cooking generated particles in the kitchen. <sup>a</sup>*Institute of HVAC&Gas Engineering, School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China.* <sup>b</sup>*College of Environmental Science and Engineering, Tongji University, Shangai 200092, China.*
- [12] **ANSYS FLUENT** (2011). Theory Guide. *ANSYS Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 1531, Kasım 2011.*
- [13] **ANSYS FLUENT** (2011). User' s Guide. *ANSYS Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 1531, Kasım 2011.*

## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad:** Deha GÜLŞEN

**Doğum Yeri ve Tarihi:** İstanbul – 1990

**Adres:** Yenişehir Mahallesi. Eşref Bitlis Caddesi. Dumankaya Trend Sitesi. C15 C1  
D:16 Kurtköy/İstanbul

**Lisans Üniversitesi:** Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği

**Mesleki Deneyim:**

Proje Mühendisi (2013-2014)

Arçelik A.Ş.

Arge Mühendisi (2014 -)

Arçelik A.Ş.