

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ÜRETİM HADLARINDA SOLUNAMAZ GAZLARIN BERTARAFI VE İÇ HAVA
KALİTESİNİN ARTIRILMASI İÇİN DOĞAL HAVALANDIRMA SİSTEMİ
TASARIMI

DOKTORA TEZİ

ONUR KAYAPINAR

TEZ DANIŞMANI
PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2023

10577858

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ÜRETİM HADLARINDA SOLUNAMAZ GAZLARIN BERTARAFI VE İÇ HAVA
KALİTESİNİN ARTIRILMASI İÇİN DOĞAL HAVALANDIRMA SİSTEMİ
TASARIMI**

DOKTORA TEZİ

ONUR KAYAPINAR

TEZ DANIŞMANI
PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2023

10577858

BEYAN

“Üretim HADlarında Solunamaz Gazların Bertarafı ve İç Hava Kalitesinin Artırılması İçin Doğal Havalandırma Sistemi Tasarımı” adlı doktora tezinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel ahlak kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmını Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitedeki başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı, aksinin tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.	
DESTEK ALINMIŞTIR	DESTEK ALINMAMIŞTIR
Destek alındı ise;	
Destekleyen kurum;	
Desteğin Türü	Proje Numarası
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)	
2- TÜBİTAK	
Diğer;.....	
ETİK KURUL onayı var ise;	
ETİK KURUL karar tarih/sayı:	/...../.....

Onur KAYAPINAR

...../...../2023

İmza

ÖN SÖZ

Bu tez çalışmasının yazılmasında, çalışmamı sahiplenerek takip eden Sayın Prof. Dr. Oğuz ARSLAN 'a değerli katkı ve emekleri için teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Savunma sınavı sunumu sırasında değerli jüri üyeleri Prof. Dr. Oğuz ARSLAN'a , Prof. Dr. Mustafa Serdar GENÇ'e , Prof. Dr. Hasan YAMIK'a , Doç. Dr. Oğuzhan ERBAŞ'a ve Dr. Halil Hakan AÇIKEL'e çalışmamın son haline gelmesindeki değerli katkıları adına teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Son olarak bu günlere ulaşmamdaki emekleri adına değerli aileme teşekkür ederim.

Onur KAYAPINAR

2023



ÖZET

ÜRETİM HADLARINDA SOLUNAMAZ GAZLARIN BERTARAFI VE İÇ HAVA KALİTESİNİN ARTIRILMASI İÇİN DOĞAL HAVALANDIRMA SİSTEMİ TASARIMI

Bu çalışma, endüstriyel binaların havalandırılması için tasarlanmış patentli özgün bir doğal havalandırma modeli için yapılmıştır. Doğal havalandırma sistemi, deneysel olarak bir yıl boyunca elde edilen veriler ile havalandırma performansı ve ekserji verimi yönünden incelenmiştir. Deneysel olarak ele alınan fiziksel modelin optimizasyonu için 45 farklı tasarıma sahip doğal havalandırma modeli deneysel model baz alınarak oluşturulmuştur. Deneysel ve sayısal analiz validasyonu belirlenen çevre şartları altında gerçekleştirilmiştir. FloEFD yazılımı ile 45 tasarımın yaz ve kış koşulları altında sağladığı havalandırma debilerine ulaşılmıştır. Reynolds-ortalama Navier-Stokes yaklaşımı (RANS), FloEFD' de basınç ve yoğunluk temelli bir formülasyon kullanılarak çözümlenmiştir. Modifiye edilmiş k-ε modeli türbülans modeli olarak seçilmiştir. Sayısal analiz içerisinde mesh hassasiyeti çalışması da gerçekleştirilmiştir. Çalışmaya konu olan endüstriyel bina için tasarlanan modellerin gerekli uygulama adetleri ve ilk yatırım maliyetleri belirlenmiş olup, tasarımlar ve optimum fayda sağlayan tasarımların Net bugünkü değerleri (NBD) belirlenmiştir. Tasarlanan 45 tasarım arasından 10 numaralı tasarım en yüksek değer olan 138,437.95 \$ NBD değerine , sırası ile yaz koşullarında %98,83, kış koşullarında %99,07 ekserji değerlerine sahip olduğundan optimum tasarım olarak kabul edilmiştir. Buna ek olarak, optimum fayda sağlayan doğal havalandırma modelinin kullanılması ile tasarruf edilen enerji ve gaz emisyonları belirlenmiş olup , doğal havalandırma modelinin tekno ekonomik ve çevresel açıdan yatırıma değer olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca optimum tasarım için alternatif malzemeler ,üretim yöntemleri, uygulama adeti artırma önerileri incelenmiş olup, NBD değerdeki iyileştirmeler belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Doğal Havalandırma, Ekserji, Enerji, Net Bugünkü Değer , Hesaplamalı Akışlanlar Dinamiği.

ABSTRACT

DESIGN OF NATURAL VENTILATION SYSTEM FOR THE ELIMINATION OF INERT GASES AND IMPROVEMENT OF INDOOR AIR QUALITY IN PRODUCT LINES

This study has been conducted for a patented innovative natural ventilation model designed for the ventilation of industrial buildings. The natural ventilation system was examined in terms of ventilation performance and exergy efficiency using data obtained experimentally over the course of one year. To optimize the experimental physical model, 45 different designs of natural ventilation models were created based on the experimental model. Experimental and numerical analysis validation was conducted under specified environmental conditions. The ventilation flow rates provided by the 45 designs under summer and winter conditions were determined using the FloEFD software. The Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) approach was employed in FloEFD, utilizing a pressure and density-based formulation. The modified k- ϵ model was selected as the turbulence model. A mesh sensitivity study was also conducted within the numerical analysis. The required quantities and initial investment costs for the models designed for the industrial building under study were determined, and the Net Benefit-to-Cost (NBD) ratios for the designs and designs yielding optimum benefits were determined. Among the designed 45 models, Design 10 was considered the optimum design with the highest NBD value of \$138,437.95 and exergy values of 98.83% in summer conditions and 99.07% in winter conditions. In addition, the energy savings and gas emissions resulting from the use of the natural ventilation model providing optimum benefits were determined, leading to the conclusion tHAD the natural ventilation model is economically and environmentally worthwhile. Furthermore, alternative materials, production methods, and recommendations for increasing the application frequency were examined for ncreasing the application frequency were examined for the optimum design, resulting in improvements in the NBD value.

Key Words: Natural Ventilation, Exergy, Energy , Net Present Value, Computational Fluid Dynamics.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖN SÖZ.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
GRAFİKLER LİSTESİ.....	ix
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ.....	xi
1.GİRİŞ.....	1
1.1. Doğal Havalandırma Sistemlerinin Hiyerarşik Kullanımı ve Literatür Taraması	1
2.DOĞAL HAVALANDIRMA PROSESİ VE SİSTEM TASARIMI.....	9
2.1. Havalandırma İhtiyacına Yönelik Problemin Belirlenmesi.....	9
3.MATERYAL VE METHOD	16
3.1. Deneyisel Analiz.....	16
3.1.1. Deney Düzenneği	17
3.1.2.Deney Düzenneği Belirsizlik Analizi.....	22
3.1.3. Enerji ve Ekserji Analizi.....	22
3.2.Sayısal Analiz.....	27
3.2.1.Matematiksel Model	27
3.2.2. Validasyon	30
3.2.3. Mesh Hassasiyeti ve Bağımsızlığı.....	31
3.2.4. Enerji ve Ekserji Analizi.....	35
3.3. Ekonomik ve Çevresel Analiz.....	39
4.BULGULAR VE TARTIŞMA	41
4.1. Belirsizlik Sonuçları	41
4.2. Validasyon Sonuçları	41
4.3.Deneyisel Analiz Sonuçları	42
4.4. Sayısal Analiz Sonuçları	47
4.5.Ekonomik Analiz ve Çevresel Değerlendirme Sonuçları.....	55
5.SONUÇ VE ÖNERİLER	61
5.1. Sonuç	61

5.2. Öneriler	66
5.3. Değerlendirme.....	70
KAYNAKÇA	71
EKLER.....	75



TABLÖLER LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 3.1. Deney düzeneği ölçüm ekipmanları ve doğruluk değerleri	18
Tablo 3.2. FloEFD HAD analizi sınır şartları	30
Tablo 3.3. Tasarımların genel boyutsal değişimleri.....	37
Tablo 3.4. HAD analizi sınır koşulları	38
Tablo 3.5. Doğal gaz yanma emisyonları	40
Tablo 4.1. Kullanılan ölçüm cihazları ve hassasiyet değerleri	41
Tablo 4.2. Deneysel veriler belirsizlik değerleri.	41
Tablo 4.3. FloEFD HAD analizi sınır koşulları.....	47
Tablo 4.4. FloEFD analiz sonuçları.....	48
Tablo 4.5. Yaz ve kış koşulları için $Q_{T,HAD}$ değerleri.....	49
Tablo 4.6. Tasarımların boyutsal değişimleri.....	56
Tablo 4.7. Gerekli M_{ilk} yatırım maliyetleri ve N_{DHS} doğal havalandırma adetleri.....	57
Tablo 4.8. Elektriksel olarak sağlanan fayda	59
Tablo 5.1. 10 numaralı tasarım maliyetleri ve NBD değeri (\$)	65

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Havalandırma sistemlerinin kullanımın hiyerarşik düzeni	1
Şekil 2.1. Bina içi üretim alanı.....	10
Şekil 2.2. Fabrika binası uydu görünümü	10
Şekil 2.3. Fiziksel model 3D görünümü	11
Şekil 2.4. Fiziksel modelin bina üzerine yerleşimi	11
Şekil 2.5. Fiziksel model çatı üzeri 3D görünümü.....	12
Şekil 2.6 . Havalandırma modeli isket yapısı çatı paneli üzeri yerleşimi	12
Şekil 2.7. Fiziksel model çatı bağlantısı	13
Şekil 2.8. Fiziksel model uygulaması alt görünümü.....	14
Şekil 2.9. Fiziksel model uygulaması üst görünümü	15
Şekil 2.10. Fiziksel model bina üzeri ön görünümü	15
Şekil 3.1. Fiziksel model ölçüleri.....	17
Şekil 3.2. Deney düzeneği ve hava akımı	17
Şekil 3.3. Thermokotec boyonet T tipi termokupl	18
Şekil 3.4. Delta Ohm HD 53.D rüzgâr hız ölçüm sensörü.....	19
Şekil 3.5. EMS ST-3XX bağıl nem ölçüm sensörü	19
Şekil 3.6. AKT-DPT2500-R8 fark basınç transmittleri	20
Şekil 3.7. Deney düzeneği kullanıcı ara yüzü	20
Şekil 3.8. Deney düzeneği kontrol panosunun genel yerleşimi ve görünümü.....	21
Şekil 3.9. Data logger detay görünümü.....	21
Şekil 3.10. Deney düzeneği PLC pano iç yapısı	22
Şekil 3.11. Deneysel model kütle dengesi	24
Şekil 3.12. Mesh yapısı şematik gösterimi	31
Şekil 3.13. İyileştirilmiş mesh görüntüsü.....	32

Şekil 3.14. 1.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.....	32
Şekil 3.15. 2.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.....	33
Şekil 3.16. 3.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.....	33
Şekil 3.17 4.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.....	33
Şekil 3.18. 5.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.....	34
Şekil 3.19. 6.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.....	34
Şekil 3.20. Havalandırma modeli boyutsal parametreleri.....	36
Şekil 3.21. 1:1 ölçekli bina modeli	38
Şekil 3.22 FloEFD dış akış analizi mesh görüntüsü	38
Şekil 3.23. Doğal havalandırma sistemi bileşen parametreleri.....	39
Şekil 4.1. Tasarımların sahip olduğu boyutsal parametreler ön görünüş.....	55
Şekil 5.1. 10 numaralı tasarım 3D model görünümü	64
Şekil 5.2. 10 numaralı tasarım alternatif imalat 3D modeli	66
Şekil 5.3. Saç büküm yöntemi ve civatalı birleştirmeli 10 numaralı tasarım iskeleti.....	67
Şekil 5.4. 10 numaralı tasarım ön görülen sistem yerleşimi şematik görünümü.....	68
Şekil 5.5. 10 numaralı tasarım artırılmış sistem yerleşimi şematik görünümü.....	69

GRAFİKLER LİSTESİ

	Sayfa
Grafik 3.1. Mesh sayısı ve akış hızı değişimi	34
Grafik 4.1. Deneysel ve Sayısal Analiz sonuçları istatistiksel değerlendirme	42
Grafik 4.2. Bir yıl boyunca $T_{iç}$ ve dış $T_{dış}$ sıcaklık değerleri değişimleri	43
Grafik 4.3. Ölçüm süresi boyunca ϕ bağıl nem değişimi.....	43
Grafik 4.4. Ölçüm süresi boyunca v_r rüzgâr hızı değişimi.....	44
Grafik 4.5. Ölçüm süresi boyunca iç ve dış basınç değişimleri.....	44
Grafik 4.6. Sıcaklık farkı kaynaklı Q_{AT} , rüzgâr hızı kaynaklı havalandırma Q_r , debi değişimleri.....	45
Grafik 4.7. Toplam havalandırma debisi Q_T değişimleri.....	45
Grafik 4.8. Bir yıl boyunca ekserji yıkımı Ex_y değişimleri.....	46
Grafik 4.9. Bir yıl boyunca ekserji verimi ε değişimleri.....	46
Grafik 4.10. Kış koşullarında a 1200 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri	50
Grafik 4.11. Yaz koşullarında a 1200 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri.....	50
Grafik 4.12. Kış koşullarında a 500 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri	51
Grafik 4.13. Kış koşullarında a 500 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri	51
Grafik 4.14. Kış koşullarında a 350 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri	52
Grafik 4.15. Kış koşullarında a 350 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri	52
Grafik 4.16. Yaz koşulları altında Ex_y değerleri.	53
Grafik 4.17. Kış koşulları altında Ex_y değerleri	53
Grafik 4.18. Yaz koşulları altında doğal havalandırma tasarımlarının sahip olduğu ε değerleri	54
Grafik 4.19. Kış koşulları altında doğal havalandırma tasarımlarının sahip olduğu ε değerleri	54
Grafik 4.20. Tasarım modellerine göre NBD değişimleri.....	58

Grafik 4.21. Tasarım modeli, N_{DHS} ve doğal gaz tasarrufu arasındaki değişimi	60
Grafik 5.1. Deneysel modelin ölçüm periyodu boyunca sağladığı $Q_{T,dny}$ havalandırma debileri.....	61
Grafik 5.2. Tasarım numaralarına göre $Q_{T,HAD}$ değerleri.....	62
Grafik 5.3. Tasarım numaralarına göre NBD değerleri	63
Grafik 5.4. Alternatif malzemeler ve imalat yönteminin 10 numaralı tasarım NBD değerine etkisi	63
Grafik 5.5. Alternatif malzemeler ve imalat yönteminin 10 numaralı tasarım NBD değerine etkisi.....	67



KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

Argon: Gaz altı kaynak argon gazı.

A_h : Havalandırma çatı birleşim noktası kesit alanı (m^2).

AR: Havalandırma oranı.

HAD: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği.

CNC: Hesaplamalı nümerik kontrol.

C_p : Basınç kat sayısı.

CO₂: Karbondioksit

CO: Karbonmonoksit.

C_d : Boşaltım katsayısı

$C_{v,sys}$: Sabit hacimdeki sistemin ısı sığası (kJ/Kg.K).

CoV: Kovaryans

$C_{p,sys}$: Sabit basınç altında sistemin ısı sığası (kJ/Kg.K).

DHS: Doğal havalandırma sistemi.

dny: Deneysel çalışma

E_g : Sistemi giren enerji (kJ).

$E_ç$: Sistemden çıkan enerji (kJ).

f_{elk} : Birim elektrik maliyeti (kW/\$)

HVAC: Isıtma havalandırma iklimlendirme sistemleri.

ID: Doğal gaz ısı değeri (kJ/saat).

Q_K : Sistemden kaybedilen ısı enerjisi (kJ).

$W_{çat}$: Bina içerisindeki çalışanların iş gücü (kW).

W_{elk} : Tüketilen elektrik miktarı (kW).

$E_{sis,\Delta t+t}$: Sistemin $\Delta t + t$ zaman aralığındaki enerjisi (kJ)

$E_{sis,t}$: Sistemin t zamanındaki enerjisi (kJ)

M_{ilk} : İlk yatırım maliyeti (\$).

M_{boru} : Boru maliyeti (\$).

M_{gs} : Galvaniz sac maliyeti (\$).

$M_{çal}$: Çalışan maliyeti (\$).

M_m : Montaj maliyeti (\$).

M_h : Hurda maliyeti (\$).

M_{nak} : Nakit akışı (\$)

N_{DHS} : Havalandırma modülü sayısı.

NBD: Net bugünkü değer (\$).

NO₂ : Azot dioksit.

NO: Azot monoksit.

$n_{D\check{G}}$: Doğal gaz miktarı (kmol).

η_t : Çevrim santrali verimi.

$P_{iç}$: İç ortam basınç değeri (Pa).

$P_{dış}$: Dış ortam basınç değeri (Pa).

PRMSE: HADaların ortalama kare kökü.

R^2 : Belirleme kat sayısı.

$T_{iç}$: İç ortam sıcaklığı (⁰ C).

$T_{dış}$: Dış ortam sıcaklığı (⁰ C).

T_{kg} : Kaynak gaz sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$).

T_0 : Referans sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$).

$T_{\text{çevre}}$: Bina çevresi sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$).

S_d : Standart sapma miktarı.

U : İstatiksel belirsizlik.

ρ_h : Havanın yoğunluğu (kg/m^3).

ρ_{kh} : Kuru havanın yoğunluğu (kg/m^3).

ρ_n : Nemli hava yoğunluğu (kg/m^3).

$\$$: Amerikan doları.

1.GİRİŞ

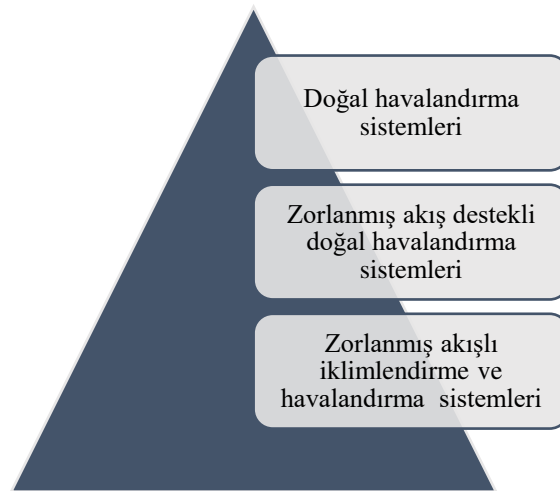
1.1. Doğal Havalandırma Sistemlerinin Hiyerarşik Kullanımı ve Literatür Taraması

Enerjinin elde edilişi, artan maliyetler ve fosil yakıtların kullanımı günümüz şartları için kabul edilebilir değildir. Çevreye verilen zarar, gün ve gün artmaktadır. Üretim için kullanılabilecek enerji miktarı göz önünde bulundurulmazsa, havalandırma ve ısıtma için tüketilen enerji miktarı da ciddi seviyelerdedir.

Bu sebepler ile doğal havalandırma göz önüne alınırsa enerji tüketimini düşürmek ve çevreye verilen küresel tahribatı azaltmak için ön plana çıkmaktadır. Yapılarda doğal havalandırmanın kullanılması sağlıklı iç solunabilir çevre oluşturulmasına mekanik sistemlere göre enerji tasarrufu sağlayarak olanak sağlar.

Günümüze kadar doğal havalandırmanın gelişimi tecrübeye dayalı olmaktadır. Esasen doğal havalandırma yeni bulunmuş bir şey değildir, yüz yıllardır süre gelmektedir. Ancak enerji tahrikli sistemlerin 19.yüzyılda keşifi ile ikinci planda kalmıştır. Doğal kuvvetler ile destekli doğal havalandırma sistemleri günümüz binaları için iyi bir alternatif olabilmektedir. İlk modern doğal havalandırma sistemi için Bactolite adı verilen doğal havalandırma sistemi örnek verilebilir (Boyle ,1881: 9).

Havalandırma sistemlerinin hiyerarşik düzeni aşağıda gösterildiği gibi tanımlanabilir (Etheridge, 2011:33). Havalandırma sistemleri arasında hibrit veya desteklenmiş doğal havalandırma sistemlerinde görmek mümkündür. Şekil 1.1. günümüz havalandırma teknolojisi kullanımının hiyerarşik düzenini belirtmektedir.



Şekil 1.1. Havalandırma sistemlerinin kullanımının hiyerarşik düzeni.

Mekanik ve iklimlendirme sistemlerine göre doğal havalandırmayı kıyasladığımızda kesin bir sonuca varmak zordur. Çünkü doğal havalandırma kullanımı, kullanılan binanın geometri ve iklim şartlarına bağlıdır. Doğal havalandırma sistemlerinin avantajı ele alındığında en belirgin özellik, elektrik tahrikli sistemlere göre elektrik tüketiminin veya herhangi bir fosil yakıttan elde edilen enerji çeşidinin kullanılmamasıdır. Başka bir avantajı ise enerjiye bağlı olmadığından ötürü sürdürülebilir fayda sağlamasıdır.

Doğal havalandırma sistemlerinin dezavantajı iklim ve fiziki koşullara bağlı olmasıdır. Bazı fiziki ve iklim koşullarında sağladığı fayda sınırlı olabilmektedir. Özellikle havalandırma miktarının arttırılabilmesi için bu tür koşullar altında mekanik sistemler ile desteklenmesi gerekebilmektedir. Ticari olarak doğal havalandırma sistemleri ele alındığında uygulama maliyeti ve işletme maliyeti açısından mekanik sistemlere göre düşük maliyet oluşturmaktadırlar. Hacimsel olarak ele alındığında doğal havalandırma sistemleri, mekanik sistemlere göre çok daha fazla yer gereksinimi duymaktadırlar. Ancak bina çatısı üzerinde uygulama gerçekleştirildiğinden hacimsel boyutları sorun oluşturmamaktadır.

Doğal havalandırma sistemlerindeki akışı belirtmek için fiziksel modeldeki akış oranı havalandırma debisi olarak tanımlanmaktadır. Doğal havalandırma sistemlerinde havalandırma debisinin değişken olması mekanik sistemler ile doğal havalandırma arasındaki en temel farkı oluşturmaktadır

Bir doğal havalandırma sisteminin tasarımı uygulanacağı konumdaki ortam şartlarına bağlı olarak şekillenmektedir, ancak önemli değişken parametrelerin belirlenmesinde belirsizlik söz konusu olmaktadır. Buna örnek olarak değişken rüzgâr yükleri, iç sıcaklık farkları ve uygulanan binadaki istenmeyen hava sızıntıları verilebilir. Bir doğal havalandırma sistemi için tasarım 5 ana başlığa ayrılmaktadır, bunlar sırası ile uygulanabilirlik, havalandırma metodu seçimi, havalandırma metodunun uygulanması, iç hava hareketlerinin belirlenmesi ve işletmeye almadır.

Havalandırma sistemi uygulanmadan önce çevresel koşullar ve maliyet göz önünde bulundurularak uygulanabilirlik derecesi belirlenmelidir. İklim şartları, havalandırma ihtiyacı bulunan binanın fiziki durumu, istenilen havalandırma miktarı, mimari yapıya uyum gibi pek çok değişken göz önünde bulundurulmalıdır. Havalandırma sisteminin verimliliğini azaltacak etkenler belirlenerek uygun bir modelin uygulanması gerekmektedir. Verim göz etmeksizin yapılan bir yatırım ağır maliyetlere sahip olacaktır.

Havalandırma metodunun seçimi doğal havalandırma uygulaması için akış modelini belirtmektedir. Ele alınan mimari yapıya uygun olabilecek doğal havalandırma sisteminin

tasarımı akış modeli ile şekillenmelidir. Havalandırma metodu fiziksel model ile uyumlu olmalıdır. Doğal havalandırma metodunun belirlenmesinden sonra, metod ve optimum fayda sağlanmasını ilişkilendirmek gerekmektedir. Örneğin fiziksel modelde ele alınan hava giriş açıklıkları ve havalandırma sistemi hava çıkışındaki akış oranlarını bilmek ve birbiri ile ilişkilendirmek gerekmektedir. Hava giriş açıklıkları ve doğal havalandırmanın konumu tasarıma etki eden ana parametrelerden biridir.

Doğal havalandırma sistemleri kullanımında iç hava hareketlerinin hesaplanması oldukça zordur. Doğal havalandırma kullanımında iç hava hareketi etkilere karşı daha hassas olmaktadır. Mekanik havalandırma sistemlerinde bina içerisinde herhangi bir konumda istenilen iklim şartları sağlanabiliyor iken, doğal havalandırma sistemi için uygulanan binayı bütünüyle ele almak gerekmektedir. Doğal havalandırma sistemlerinde iç hava hareketi ve konfor şartlarını kontrol etmek, hava giriş ve çıkış açıklıklarındaki akış oranları kontrolü ile gerçekleşebilmektedir. Doğal havalandırma ile ilgili literatür çalışmaları aşağıda verilmektedir;

Ai vd 2018 tek taraflı doğal havalandırmaya sahip binalarda rüzgarla çalışan bir sistem üzerine bir çalışma yürütmüş ve izole edilmiş binalara odaklanmıştır. Bununla birlikte, kentsel bir ortamdaki bir binanın etrafındaki rüzgâr akış şeklinin, çevredeki binaların varlığı nedeniyle izole bir binanın etrafındakinden önemli ölçüde farklı olduğu belirlenmiştir. Bu çalışma, uzun bir cadde de binalarda rüzgâr tarafından tetiklenen tek taraflı doğal havalandırmayı incelemektedir. HAD yöntemi ile cadde tasarımının boyutlu oranları olan AR 1.0, 2.0, 4.0 ve 6.0 kullanılarak rüzgâr tarafından tetiklenen havalandırmadaki değişim belirlenmiştir. Sonuç olarak, AR oranındaki bir artışın havalandırma hava akış hızında bir azalmaya neden olduğu bulunmuştur.

Fini ve Moosavi 2016 atriyum mimariye sahip binalarındaki doğal havalandırma sistemlerine, atriyum duvarlarındaki açısız değişimin etkisini incelemek amacıyla HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Atriyum duvarlarının açısız şekillerini değiştirerek tasarımlar farklı tasarımlar oluşturulmuş ve bu tasarımları analiz etmek, sonuçları karşılaştırmak için HAD analizleri yapılmıştır. Yüksek duvarlara sahip atriyum binaların da duvarların açısız değişimi, binanın üst bölgelerinde baca etkisini artırarak termal konforun iyileştirilmesine yol açtığı bulunmuştur. Bununla birlikte, zemin seviyesinde hava hareketinde önemli bir değişiklik gözlemlenmemiştir. Çalışma, atriyum binalarında eğimli duvarlar yerine dikey duvarların kullanılmasının doğal havalandırma için daha uygun olduğunu sonucuna varılmıştır.

Bulut 2010 çalışmasında insan yoğunluğunun fazla olduğu toplumsal yaşam alanlarındaki hava kalitesini inceleyen Şanlıurfa şehir merkezindeki çeşitli kafeterya, banka,

internet cafe, hastane gibi ortamlarda ölçümler yaparak iç ve dış ortam için eş zamanlı sıcaklık, bağıl nem, CO₂, CO, partikül madde miktarlarını ölçmüştür. Yapılan ölçümler sonucunda iç hava kalitesini daha çok iç ortam kirleticilerinin bozduğu görülmüştür. Bulutun çalışmasında ASHRAE standardına göre üst limiti 1000 ppm olan CO₂ miktarı çoğu kez kişi sayısının artması ile 1000 ppm değerini geçmiştir buna ilave olarak dış ortam CO₂ miktarında değişme gözlemlenmemiştir. Yapılan çalışmaya göre verimliliğin artırılması açısından iç hava kalitesine göre çalışan iklimlendirme sistemlerinin kullanılması önerilmektedir.

Cheung ve Liu 2011 doğal havalandırma sisteminin HAD kullanılarak binalar üzerindeki etkinliğini araştırmıştır. İzotermal şartlar altında bina modeli üzerinde standart k-ε modeli kullanılarak incelenmiştir. Bina lokasyonun doğal havalandırma üzerinde büyük bir etkisi olduğu sonucuna ulaşılmıştır

Costola vd 2009 çalışmasında rüzgâr basınç katsayısını etkileyen çevresel faktörleri araştırmıştır. Bina enerji simülasyonu ve hava akış ağı programının kullanılması ile C_p rüzgar basınç sayısı incelenmiştir. Bina geometrisi, dış yüzey durumu, rüzgâr yönü ve hızı, bina lokasyonun etken faktörler olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Yapılan çalışma ile Bina enerji simülasyonu ve hava akış ağı programlarında C_p uygulamalarının data kaynaklarındaki belirsizliklerin belirlenmesi amaçlanmıştır.

Demir 2013 yüksek lisans tez çalışmasında doğal havalandırma yöntemlerinin sayısal modellemesi üzerine çalışmıştır. Yapılan çalışmada İstanbul ili için meteorolojik şartlar ele alınmış olup, meteoroloji genel müdürlüğü verilerinden faydalanılmıştır. Veri tabanından alınan sıcaklık değerlerine göre, çeşitli doğal havalandırma modellerinin fiziki parametreleri ve doğal havalandırmanın temelini oluşturan basınç farklılıkları üzerine etkisi gözlemlenmiştir. Gambit üzerinde oluşturulan üç boyutlu fiziksel model geometrileri için çözümlemeler fluent yazılımı ile yapılarak deneysel olarak verilere ulaşılmıştır.

Engin 2012 enerji etkin tasarımda pasif iklimlendirme konulu çalışmasında doğal havalandırma sistemlerinin enerji verimli ve çevre dostu binalarda kullanımın etkilerini irdelemiştir. Doğal havalandırma sisteminin varlığı enerji etkinliği yüksek çevreci bir bina için olmazsa olmaz etkenlerden birisidir. Rüzgâr enerjisi kullanarak havalandırma sağlayan doğal havalandırma sistemlerinin enerji etkinliğine neden olduğu belirtilmektedir.

King vd 2006 açık arazide 36 m² lik bir fiziksel modeli ele alarak, kentsel yapılardaki çatı hava akışının doğal havalandırmaya etkilerini inceleyen bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Fiziksel model üzerinde iki adet hava giriş deliği açılarak tekinin veya her ikisinin açık olduğu durumlardaki rüzgâr hareketlerinin iç ortam hava koşulu nasıl değiştirdiği sonucuna

ulaşılmaya çalışılmıştır. Fiziksel modeldeki ölçümlerde anemometre, basınç ölçer, sıcaklık ölçer ve CO₂ ölçüm cihazı kullanılarak data oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar neticesinde çapraz akışlı rüzgârda havalandırma oranı % 28, tek yönlü rüzgâr akışlarında %64 ölçülmüştür. Elde edilen veriler baz alınarak rüzgâr yönündeki küçük değişimlerin doğal havalandırma miktarını %30-35 arası düşürdüğü kanaatine varılmıştır.

Guo vd 2015 çalışmaları HAD analiz yöntemini kullanarak yeşil bina tasarımı için doğal havalandırma sistemlerinin optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Seçilen cadde ve bina tasarımları için üç boyutlu model, bina şekilleri, rüzgâr hızı ve yönü göz önünde bulundurulmuş ve HAD ile bir optimizasyon yöntemi geliştirilmiştir. Çalışma, havalandırma açıklığı boyutu ve yönü, rüzgâr hızı ve bina şekli gibi değişkenler arasındaki etkileşimleri inceleyerek birbirleri üzerindeki etkilerini belirlemiştir.

Evola ve Popov 2006 çalışmalarında binalarda rüzgarla hareket eden doğal havalandırmanın nasıl gerçekleştiğini araştırmak ve performansını değerlendirmek amacıyla gerçekleştirilen HAD analizlerini incelemiştir. Çalışmanın temeli, bilgisayar tabanlı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerine dayanmaktadır. Bina geometrisini içeren bir HAD tasarımı, değişken rüzgâr yükleri tarafından oluşturulan çeşitli senaryoları analiz etmek için oluşturulmuştur. Çalışmanın sonuçları, rüzgarla çalışan doğal havalandırmanın binalarda etkili bir şekilde uygulanabileceğini göstermektedir. Ayrıca, maliyetli deneysel testlere alternatif olarak HAD analiz yönteminin kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Huang vd 2017 yaptıkları çalışma ile geleneksel çin halk evlerinin yaz ayı içerisindeki doğal havalandırma kabiliyetini ölçümlemişlerdir. Boyutları 16,4 m x 24,25 m x 7,0 m olan geleneksel bir çin evi fiziksel model olarak kullanılmıştır. Tüm odaların merkezinde, yerden 1,5 m yüksekliğinde rüzgâr hızları ölçülerek fiziksel modelin doğal havalandırma kapasitesi araştırılmıştır. Çalışmanın sonucunda bina geometrisinden ötürü, tüm kapı ve pencereler açık olduğunda iç hava değişim oranının arttığı, bina dışı rüzgâr yüklerinin doğal havalandırmada önemli bir rol oynadığı ve doğal havalandırmanın çin geleneksel yapıtlarında yaz aylarında bina soğutmasına neden olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Han vd 2018 termal kaldırma kuvveti etkisi ile doğal havalandırma konulu çalışmalarında termal kaldırma kuvvetinin doğal havalandırmaya etkisini deneysel olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada doğal havalandırma iki ana etken olan dış ortam rüzgâr hızı, iç ve dış ortam sıcaklık farkından kaynaklandığı vurgulansa da deneysel olarak sıcaklık farkı değişiminin havalandırma üzerine etkisi incelenmiştir. Termal kaldırma kuvvetinin doğal havalandırmaya etkisini sayısal olarak ifade etmek için hidrostatik teoriden yararlanılmıştır.

Van Hooff ve Blocken 2012 Amsterdam Aren-A stadyumunda doğal havalandırma, termal değişimler, nem ve CO₂ konsantrasyonunu içeren HAD analizinin mümkün ve imkânsız sınır koşullarını incelemişlerdir. Çalışma boyunca, çevresel koşullarda, stadyumda bulunan kişi sayısında, nemde ve CO₂ konsantrasyonunda meydana gelen değişiklikler üç günlük bir süre boyunca ölçümlenmiş ve veriler doğrudan stadyumdan alınmıştır. Ölçeklendirilmiş stadyum tasarımının analizi, gerçek koşullarda deneysel olarak elde edilen verilerle birlikte çalışmanın doğrulanmasında kullanılmıştır. HAD analizi için, stadyum etrafında esen rüzgârın izotermal olduğu varsayılarak çalışmaya dahil edilmiştir.

Huang vd 2007 çalışmalarında Commonwealth Advisory Aeronautical Council çelik binasının üzerindeki rüzgâr etkilerini içeren bir sayısal analiz gerçekleştirmişlerdir. Eddy Simülasyonu, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri Tasarımı ve diğerleri gibi HAD tekniklerini kullanarak binanın üzerindeki rüzgâr yüklerini ve etrafındaki rüzgâr akışlarını tahmin belirlemişlerdir. Çalışmanın temel amacı, HAD tekniklerini kullanarak yüksek binalar üzerindeki rüzgâr etkilerini değerlendirmek için etkili ve güvenilir bir yaklaşımı araştırmaktır.

Hulsure ve Maurya 2019 çalışmalarında Hindistan'ın Gurugram şehrinde bulunan Embassy Industrial Park Bilaspur'daki bir endüstriyel depolama binası için rüzgarla tahrikli doğal havalandırma sistemi üzerinde HAD analizi gerçekleştirmişlerdir. Farklı rüzgâr yükleri ve çevresel koşullar göz önünde bulundurularak, doğal havalandırma sisteminin davranışını HAD analiz yöntemi kullanılarak belirlemişlerdir. Sonuç olarak, sistemin optimizasyonu için çatı kemerine fiziksel bir tasarımın uygulanması ve binanın yan duvarlarına ek hava giriş noktalarının eklenmesinin gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

Li ve Delsante 2001 çalışmalarında ele aldıkları fiziksel modelde termal kuvvetlerin olmadığı durumdaki hava akışı ve sıcaklıkları incelemişlerdir. Fiziksel model üzerinde termal kaldırma kuvveti, rüzgârdan kaynaklı hava hareketi ve zarf ısı kaybını değişken hava değişim oranı ile ilişkilendirmişlerdir.

Nikas vd 2010 çalışmalarında fiziksel model olarak ele aldıkları bir binanın doğal havalandırma modelinin üç boyutlu numerik halini incelemişlerdir. Fluent yazılımı kullanılarak Navier –Stokes denklemlerinin sonsuz hacim çözümüne ulaşılmıştır. Yapılan çalışmada elde edilen deneysel veriler ile binada bulunan havalandırma menfezlerindeki hava hız profilleri karşılaştırılmıştır.

Öztürk vd 2005 konutlarda doğal ve zorlanmış havalandırma sistemlerini inceleyen çalışmalarında, konutlarda doğal havalandırma yapılmasının zorlanmış havalandırmaya yapılmasına göre ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyetinden ötürü daha faydalı olduğu

sonucuna ulaşmışlardır. Yapılan çalışmaya göre doğal havalandırma sisteminin işlevsel olabilmesi için binanın konumlandırılması maksimum rüzgâr alacak şekilde olmalı, çeşitli mekanik ve mimari yapı elemanları kullanılarak rüzgârın içeriye girmesi sağlanmalı, pencereler karşılıklı duvarlara yapılarak iç ve dış basınç farkı arttırmalı, hava giriş açıklıkları çıkış açıklıklarından küçük olmalıdır. Sıcaklık farklılıklarından faydalanarak yapılan doğal havalandırma için havalandırma yüksekliğinin artması, havalandırma miktarını artırmaktadır.

Mateus vd 2023 yüksek hava akış hızına sahip doğal havalandırma sistemlerini araştırmak için deneysel ve sayısal metodolojileri ele alan bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma, deneysel ve sayısal analizleri içeren bir bilimsel literatür tarafından desteklenmektedir. Çalışmanın sonuçları, sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem değerlerinin yüksek hava akış hızına sahip doğal havalandırma sistemleri için deneysel ve sayısal yöntemleri doğrulamada belirleyici olduğunu göstermektedir.

Van Hooff vd 2011 farklı tasarım şekillerini dikkate alarak venturi şekilli çatılardaki rüzgarla tahrikli doğal havalandırma mekanizmasını inceleyen bir çalışma gerçekleştirdi. Çalışmada, farklı tasarım şekillerine sahip modeller 1:100 ölçeğinde oluşturuldu ve rüzgâr tüneli deneylerine tabi tutuldu. HAD analizi için RANS ve RNG k- ϵ modelleri kullanıldı. Çalışma, menfeze sahip olmayan venturi şekilli çatıların, menfeze sahip olanlara kıyasla daha fazla rüzgarla tahrikli havalandırma sağladığı sonucuna ulaşmıştır. Ayrıca, tasarım şekillerinde menfez bulunması, rüzgâra karşı basınç kayıplarına neden olmakta ve rüzgâr tarafından oluşturulan havalandırma kuvvetini azaltmaktadır. Bu bulgular, rüzgâr tüneli deneylerinden elde edilen verilerin ve HAD analizinin sonuçlarının değerlendirilmesi ile elde edilmiştir.

Zhai vd 2015 yaptıkları çalışmada doğal havalandırma sistemleri için analitik modellemenin belirli geometriler ve rüzgâr kuvvetlerinde uygulanabilir olduğu, kompleks yapıdaki doğal havalandırma geometrileri ve rüzgâr yükleri için elde edilen lineer olmayan sonuçların sayısal olarak çözümlenmesi gerektiği sonucuna ulaşmışlardır. Lineer olmayan sonuçlar için ağ hava akımı modellerinin daha uygun olduğu belirlenmiştir.

Xu vd 2021 karmaşık geometriye sahip bir binada doğal havalandırmanın performansını değerlendirmek ve sürdürülebilirlik potansiyelini araştırmak amacıyla bir çalışma yapmıştır. Binanın içindeki hava akışını simüle etmek için HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışma, doğal havalandırma tasarımını optimize etmenin, binanın enerji tüketimini azaltabileceğini ve iç mekân termal konforunu iyileştirebileceğini yönünde sonuçlanmıştır. Ayrıca, çalışma, karmaşık geometriye sahip bir binada doğal havalandırmanın etkili bir şekilde uygulanabileceğini göstermiştir

Yaş 2004 yüksek lisans tez çalışmasında özellikle sıcak iklim bölgelerinde bulunan avlulu binalarda rüzgâr kuvvetleri ile doğal havalandırma yapılabilmesi için bina yüzeyinde rüzgâr giriş açıklıklarının açılması ele alınmış olup, bu açıklıkların havalandırma etkinliğinin fiziksel boyutlarına göre göre optimizasyonu incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışma ile 17 farklı avlulu bina modeli fiziksel model olarak ele alınmış ve sayısal analiz yöntemleri kullanılarak optimum model belirlenmiştir.

Literatürde, tek taraflı, çapraz akışlı, rüzgâr kulesi, güneş bacası, bacalı havalandırma gibi birkaç doğal havalandırma stratejisi rapor edilmiştir (Li ve Heiselberg, 2003:1). Bu tür stratejilerin hepsinde hava hareketini sağlayan termal sıcaklık farkı ve rüzgâr kaynaklı basınç farkı sonrasında oluşan vakum etkisi olmak üzere doğal havalandırmanın gerçekleşmesini sağlayan 2 temel proses bulunmaktadır. Termal sıcaklık farkına bağlı havalandırma, iç mekân ile dış mekân arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan diferansiyel basınç ile gerçekleşmektedir. Rüzgâr kaynaklı havalandırma ise rüzgâr hızı nedeniyle havalandırma kesitindeki basınç düşmesinden kaynaklanan diferansiyel basınç ile gerçekleşmektedir.

2.DOĞAL HAVALANDIRMA PROSESİ VE SİSTEM TASARIMI

2.1. Havalandırma İhtiyacına Yönelik Problemin Belirlenmesi

Doğal havalandırma prosesindeki temel amaç iç ve dış sıcaklık, basınç farklarının oluşturduğu kuvvetlerden yararlanarak kapalı ortamdaki havanın dış ortama atılması, yerine taze hava girişini sağlanmasıdır. Oluşan hava sirkülasyonu sonucu iç ortam havası değişmektedir. Burada şu hususa dikkat edilmesi gerekir ki doğal havalandırma sistemleri hava kalitesini fiziki olarak doğrudan iyileştirebilecek herhangi bir filtre ve benzeri unsurları içermemektedirler. Hava kalitesinin artmasını sağlayan tek unsur dış havanın iç ortam havası ile yer değiştirdiği durumlardır. Dışarıdan içeriye giren hava kalitesinin durumu iç hava kalitesindeki iyileşmeyi belirlemektedir. Sistem tasarımını etkileyen en önemli iki faktör problemin kendisi ve bu problemi çözmek için gerekli olan havalandırma modelinin boyutlandırılmasıdır. Doğal havalandırma sistemleri standart boyutlara sahip değildirler. Lokal olarak havalandırma probleminin fiziki şartlarına göre boyutlandırmaktadırlar (Kayapınar ve Arslan., 2023:102058).

Bu çalışmada tez yazarı Onur Kayapınar'ın işletmecisi olduğu endüstriyel enerji verimliliği ekipmanları ve çevre teknolojileri üreten Bozüyük organize sanayi bölgesinde bulunan Türevmak firmasının fabrika binası ele alınmaktadır. Bu endüstriyel binada ürünlerin üretimi için kaynaklı, kaynaksız metal işçiliği yapılmaktadır ve bunun sonucunda iç hava kalitesi düşmektedir. Bina içerisindeki gaz altı kaynak makinelerinden çıkan CO₂ ve Argon gazları bina içerisine yayılarak hava kalitesine olumsuz etki etmektedir. Buna ek olarak bina içerisindeki çalışmadan kaynaklı boya kokusu, ince tozlar, sıcak çalışmalar sonrası oluşan dumanda hava kalitesine olumsuz etkilemektedir.

Çalışmaya konu olan binada herhangi bir havalandırma iklimlendirme sistemi bulunmamaktadır. Ayrıca çalışanların soğuk iklim şartlarında kullandığı lokal infrared ısıtıcılar dışında herhangi bir ısı kaynağı da bulunmamaktadır. Şekil.2.1 ve Şekil 2.3 fabrika binasını göstermektedir.



Şekil 2.1. Bina içi üretim alanı.



Şekil 2.2. Fabrika binası uydu görünümü.

Kaynak, metal kesimi ve boya işlemleri sırasında koku ve toz oluşmaktadır. Bu durum bina içerisindeki çalışılabilirlik konforunu etkilemektedir. Toz ve kokuyu ölçen herhangi bir sistem bulunmamaktadır. Artan enerji maliyetleri ve bina konumunun rüzgârlı bir lokasyonda bulunması göz önüne alınarak havalandırma probleminin bir doğal havalandırma sistemi ile çözümlenmesi hedeflenmiştir. Çalışmaya konu olan bina çed muhafiyet belgesine sahip olduğundan firma emisyon denetimine tabi değildir, kanuni açıdan binanın çevreye olan etkisi ve üretim kaynaklı salınan gazlar yasal sınır içerisinde, yine de çevreci şirket politikası ve çalışan sağlığına verilen değer üzerine, iç hava kalitesinin artırılması hedeflenmektedir. Çed muhafiyet belgesi EK.1 ile belirtilmektedir.

2.2. Fiziksel Model Tasarımı ve Uygulama

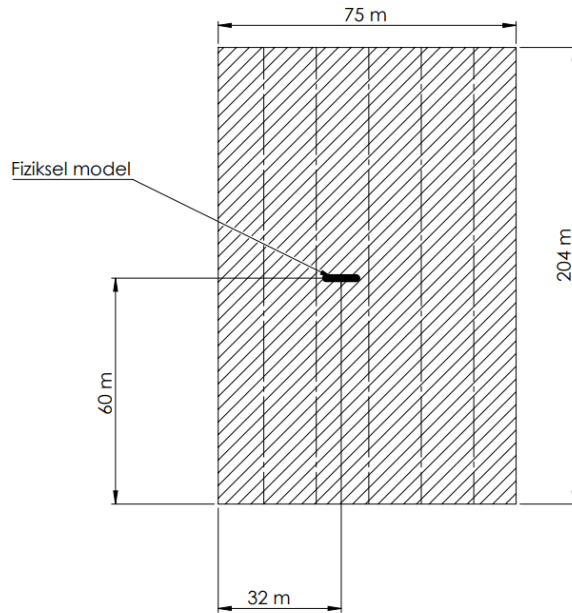
Problemin çözümünde tüm binaya uygulanacak olan sistemin minimum çalışma kapasitesinde istenen tüm faydayı sağlaması gerekmektedir. Bu yüzden bina üzerine fiziksel model pilot uygulaması yapılması ve oluşturulan tasarımın deneysel ve sayısal analizi ile ekonomik ve teknik açıdan bina için en uygun tasarımın belirlenmesi amaçlanmıştır. Problemin çözümü için tasarlanan fiziksel modelin 3D genel görünümü Şekil.2.3 de verilmektedir. Bu

model aynı zamanda özgün ve patentli bir model olup patent hakları tez sahibine aittir (TPE, 2019:08313). Buradaki boyutlandırma esasları veriler ile birlikte materyal ve metot, bulgular ve öneriler kısmında paylaşılacaktır.

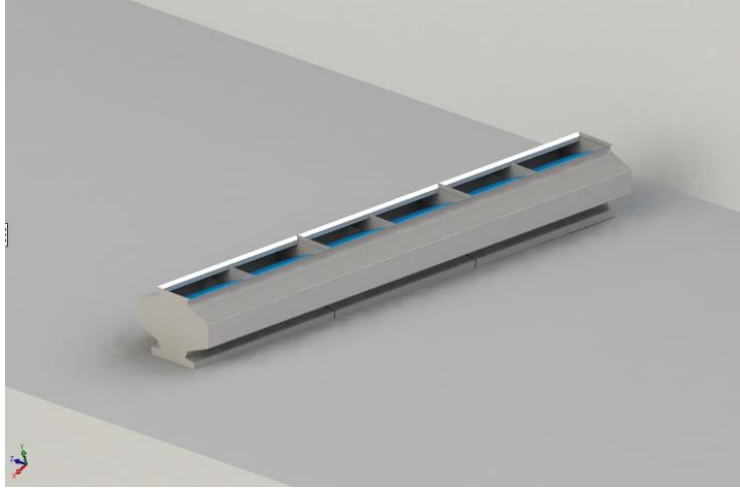


Şekil 2.3. Fiziksel model 3D görünümü.

Model uygulaması için bina içerisinde çalışmanın ve üretimin en yoğun olduğu kısım seçilmiştir. Şekil.2.4 ve Şekil 2.5 bina çatısındaki konumlandırmayı ve ön görülen 3D montaj halini göstermektedir.

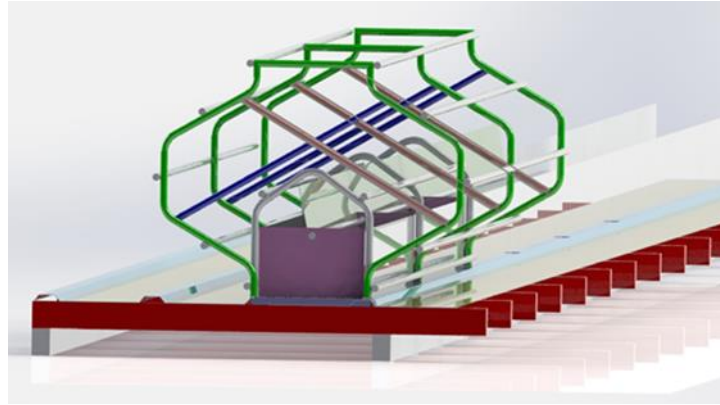


Şekil 2.4. Fiziksel modelin bina üzerine yerleşimi.

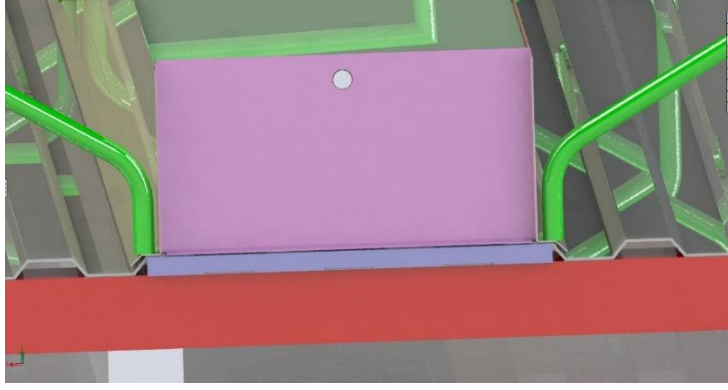


Şekil 2.5. Fiziksel model çatı üzeri 3D görünümü.

Fiziksel model çatı üzerinde yoğun iklim şartlarına maruz kalacağından ötürü yapısal olarak ağır rüzgâr yüklerine ve korozyona dayanmalıdır. Bunun için fiziksel modeli ayakta tutacak ve genel tasarım hatlarının korumasını sağlayacak olan $\frac{3}{4}$ inç sanayi borusu metal iskelet tasarlanmıştır. Şekil 2.6 tasarlanan iskelet yapısının çatı paneli üzeri yerleşimini göstermektedir. Şekil 2.7 ise bu yapının çatı ile olan sızdırmazlık bağlantısını 3D olarak belirtmektedir. Fiziksel modelin dış kaplama malzemesi olarak st37 1.5 mm galvaniz sac kullanılacaktır.

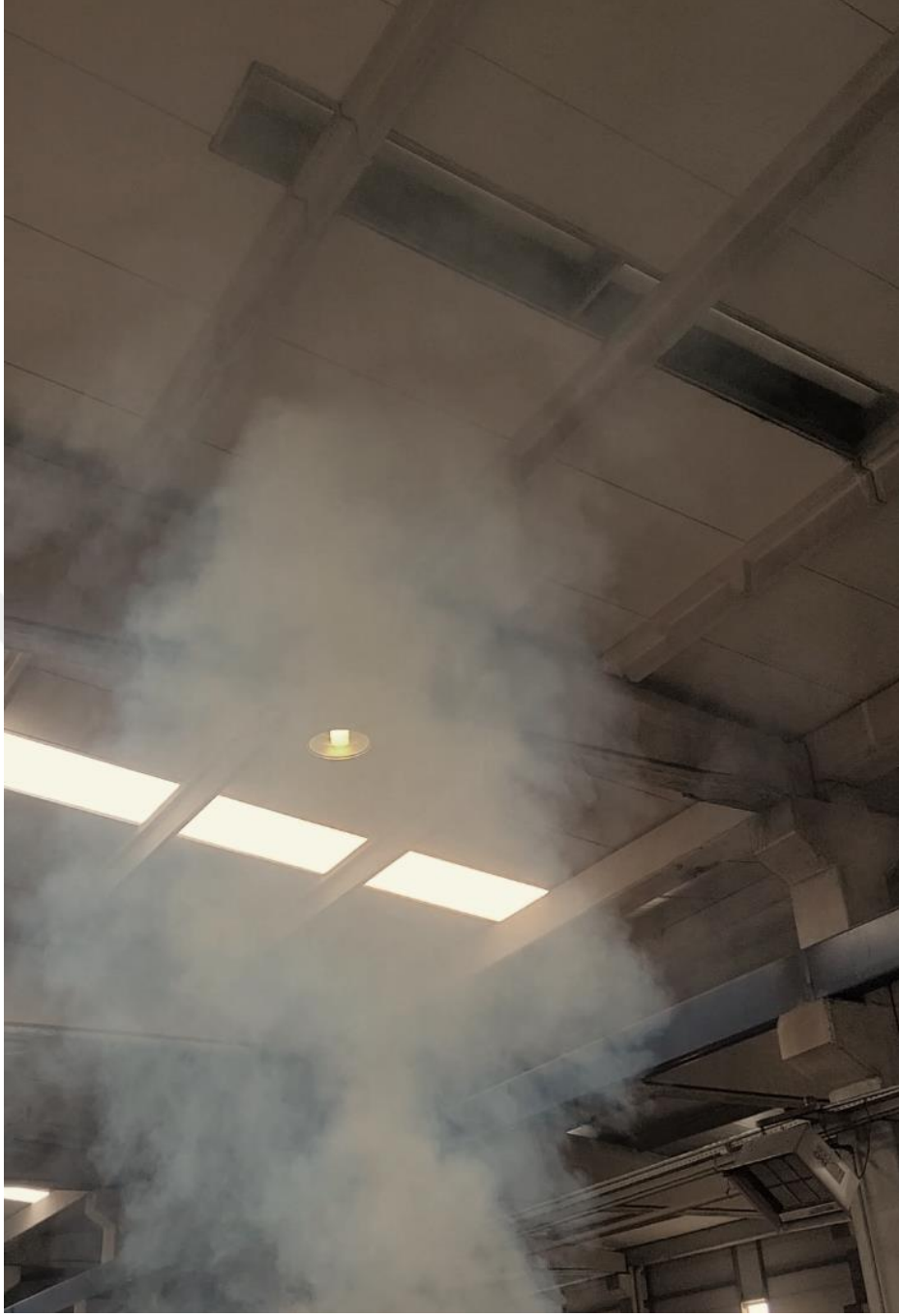


Şekil 2.6 . Havalandırma modeli isket yapısı çatı paneli üzeri yerleşimi.



Şekil 2.7. Fiziksel model çatı bağlantısı.

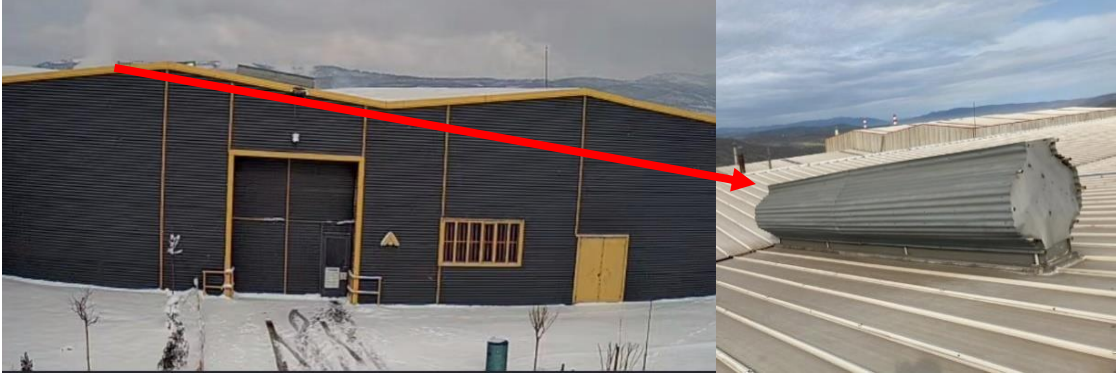
Problem ve ihtiyaca bağlı kalınarak tasarlanan fiziksel model, 3D cad çizimlerine tam uyularak binaya uygulanmıştır. Şekil 2.8 uygulanan modelin bina içerisinden alt görünümünü, Şekil.2.9 ise çatı üzerindeki 1:1 oranındaki görünümü göstermektedir. Şekil 2.10 Fiziksel modelin bina ön görünüşten görünümünü göstermektedir .



Şekil 2.8. Fiziksel model uygulaması alt görünümü.



Şekil 2.9. Fiziksel model uygulaması üst görünümü.



Şekil 2.10. Fiziksel model bina üzeri ön görünümü.

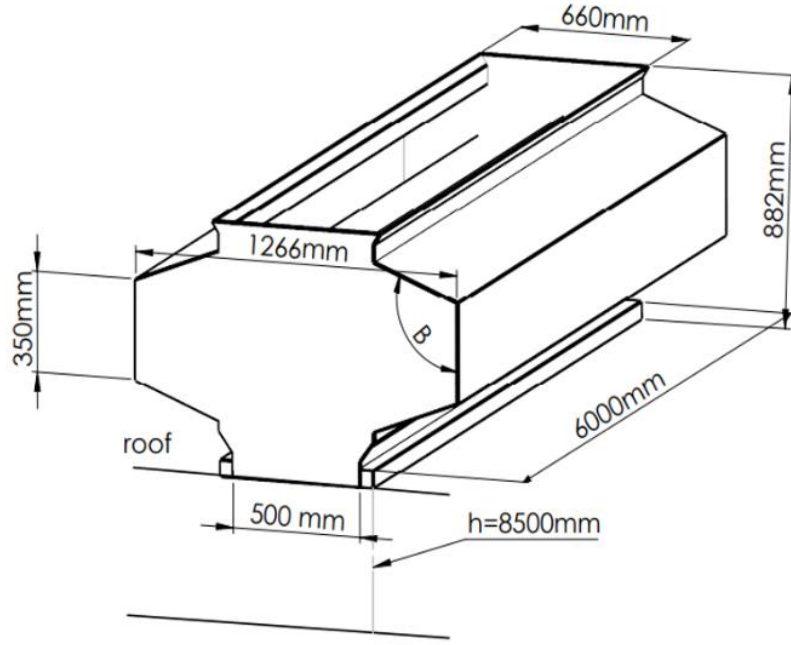
3.MATERYAL VE METHOD

Bu çalışmada kullanılan Bozüyük organize sanayi bölgesinde bulunan Türevmak firmasına ait endüstriyel bina boyutsal olarak 75 m en ve 204 m uzunluk ölçülerine sahiptir. Çatı altı bina içi yüksekliği 8,5 m dir. Bina herhangi bir iklimlendirme sistemine sahip değildir. Zorlanmış akışlı havalandırma sistemlerinin ilk uygulama ve işletme maliyeti yüksek olduğundan, ayrıca çevreci şirket politikası gereği firma alternatif doğal havalandırma yöntemlerine yönelmektedir. Bina içerisindeki toplam hacim $V_{bina} = 130,164 \text{ m}^3$ tür. Bu hacimdeki bina içerisindeki havanın her saat bir kere taze hava ile yer değiştirilerek iç hava kalitesinin artırılması hedeflenmiştir (Kayapınar ve Arslan., 2023:102058).

Oluşturulan bir fiziksel model uygulanarak deneysel analiz ile havalandırma performansı ölçümlenmiş ve alternatif olarak oluşturulan 45 farklı tasarımın FloEFD ile HAD analizi yapılarak deneysel, sayısal analiz sonuçlarının validasyonu ve değerlendirilmesi sonucunda optimum doğal havalandırma sistemi tasarımı belirlenmektedir.

3.1. Deneysel Analiz

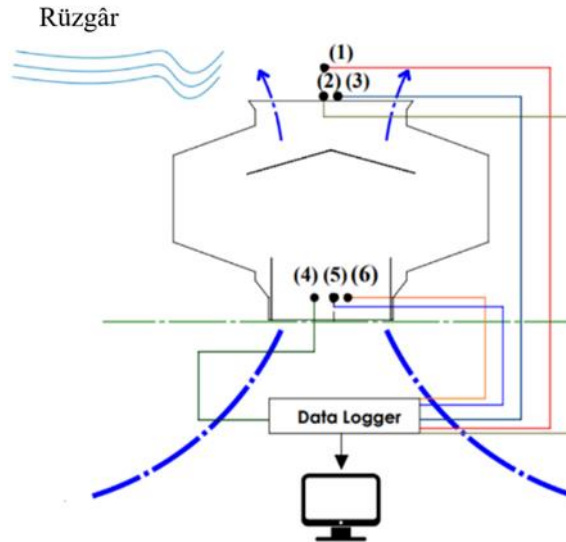
Uygulanan havalandırma modeli iç ve dış sıcaklık farkının oluşturduğu termal kaldırma kuvveti ve rüzgâr hızlarının oluşturduğu iç ve dış basınç farkından kaynaklanan çekiş kuvveti ile çalışmaktadır. Deney düzeneği için uygulanmış fiziksel model ölçüleri Şekil 3.1 ile verilmektedir. 12.10.2021-12.10.2022 ölçüm periyodu boyunca kesintisiz saatlik olarak ölçüm yapılmış ve veriler kaydedilmiştir (Kayapınar ve Arslan., 2023:102058).



Şekil 3.1. Fiziksel model ölçüleri.

3.1.1. Deney Düzenegi

Bina üzerindeki doğal havalandırma modelinin sahip olduğu hava akımı ve deney düzeneği şematik olarak Şekil 3.2 ile gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Deney düzeneği ve hava akımı.

Şekil 3.2 ile gösterilen deney düzeneğindeki ölçüm noktalarından $T_{iç}$ bina içerisindeki ortam sıcaklığı, $T_{dış}$ havalandırma çıkışındaki dış ortam sıcaklığı, $P_{iç}$ bina içerisindeki basınç

değeri, $P_{dış}$ havalandırma çıkışındaki dış ortam basınç değeri, ϕ atmosfer bağıl nemi ve v_r dış çevre rüzgâr hızı ölçümlenerek veri kaydı yapılmıştır. Tablo 3.1 Şekil 3.2 ile belirtilen ölçüm noktalarındaki ölçüm ekipmanlarının cinsini ve doğruluk değerlerini belirtmektedir (Kayapınar ve Arslan., 2023:102058).

Tablo 3.1. Deney düzeneği ölçüm ekipmanları ve doğruluk değerleri.

	Ölçüm Noktası	Model	Hassaslık
Sıcaklık	3,6	Thermokotec Boyonet T	± 0.1 °C
Rüzgâr	1	Delta Ohm HD 53.D	± 0.03 m/s
Bağıl Nem	4	EMS ST-3XX	$\pm \%1$
Basınç	2,5	AKT-DPT2500-R8	± 1 Pa

Oluşturulan deney düzeneği için plc tabanlı bir kullanıcı ara yüzü oluşturulmuştur. Bu ara yüzde tüm ölçüm periyodu boyunca kaydedilmiş tüm verilere ulaşım sağlanabilirken aynı zamanda verilerin anlık hali de takip edilebilmektedir. Şekil 3.3 Thermokotec boyonet T tipi termokupl'ı , Şekil 3.4 Delta Ohm HD 53.D rüzgar hızı ölçeri , Şekil 3.5 EMS ST-3XX bağıl nem ölçüm sensörünü ve Şekil 3.6 AKT-DPT2500-R8 fark basınç transmitlerini göstermektedir.



Şekil 3.3. Thermokotec boyonet T tipi termokupl.



Şekil 3.4. Delta Ohm HD 53.D rüzgâr hız ölçüm sensörü.



Şekil 3.5. EMS ST-3XX bağıl nem ölçüm sensörü.



Şekil 3.6. AKT-DPT2500-R8 fark basınç transmittleri.

Şekil 3.7 deney düzeneği kullanıcı ara yüzünü belirtmektedir. Bu ara yüz ile anlık ekran takibi, data logger işlemleri ve veri aktarımı yapılabilir. Deney düzeneği 12.10.2021-12.10.2022 ölçüm periyodu boyunca kesintisiz çalışmıştır.



Şekil 3.7. Deney düzeneği kullanıcı ara yüzü.

Deney düzeneği panosu havalandırmanın bulunduğu kısımdaki kolon üzerine yerleştirilmiştir. Şekil 3.9 deney düzeneği kontrol panosunun genel yerleşimini ve görünümünü, Şekil 3.10 Data logger detay görünümünü, Şekil 3.11 Deney düzeneği PLC pano iç yapısını göstermektedir. Veri kayıtları için data logger olarak delta-dop 103BQ model harici hard diskli dokunmatik ekranlı ürün kullanılmıştır. Tercih edilmesinin sebebi plc programlama için uygun olması ve kendi depolama alanı haricinde usb depolamayı desteklemesidir.



Şekil 3.8. Deney düzeneği kontrol panosunun genel yerleşimi ve görünümü.



Şekil 3.9. Data logger detay görünümü.



Şekil 3.10 Deney düzeneği PLC pano iç yapısı.

3.1.2. Deney Düzeneği Belirsizlik Analizi

Deney düzeneğinin güvenilirliği ölçülen verilerin validasyonu ile belirlenmektedir. Deneysel ölçümler için belirsizlik miktarı U aşağıda belirtilmektedir.

$$SP = \sqrt{\frac{\sum_{m=1}^n (x_m - \bar{X})^2}{n-1}} \quad (3.1)$$

Burada $\bar{X}$ ölçülen değerlerin ortalamasıdır:

$$\bar{X} = \frac{\sum x_m}{n} \quad (3.2)$$

Deneysel verilerin belirsizliği U aşağıdaki eşitlik ile ifade edilmektedir:

$$U = \frac{SD}{\sqrt{n}} \quad (3.3)$$

3.1.3. Enerji ve Ekserji Analizi

Deney düzeneğinden elde edilen veriler ile saatlik havalandırma debi miktarına ulaşılmış olup aynı zamanda bina içerisindeki ve dışarındaki tüm etkenlerde hesaplamalara katılarak sistemin sahip olduğu ekserji yıkımı ve ekserji verimi de saatlik olarak hesaplanmıştır.

Deney düzeneğinden elde edilen ölçüm verileri ile toplam havalandırma debisini veren $Q_{T,dny}$ aşağıdaki denklem ile belirlenmektedir (Prince Industries, 2011).

$$Q_{T, \text{dny}} = \sqrt{Q_r^2 + Q_{\Delta T}^2} \quad (3.4)$$

Burada Q_r , rüzgar sebebiyle oluşan iç ve dış ortam arasındaki basınç farkının oluşturduğu havalandırma debisi, $Q_{\Delta T}$ iç ve dış ortam arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan havalandırma debisidir. Q_r aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$Q_r = C_d \cdot A_h \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_h}} \quad (3.5)$$

Burada C_d boşaltma kat sayısıdır. Doğal havalandırma sistemleri için C_d sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. C_d aşağıdaki eşitlik ile belirlenmektedir (Riffat, 1989).

$$C_d = 0.0835 \cdot \left(\frac{T_{iç} - T_{dış}}{T_{iç}} \right)^{(-0.313)} \quad (3.6)$$

A_h havalandırma ile çatının birleşim noktasındaki kesit alanı, ΔP iç ve dış ortam arasındaki basınç farkı ve ρ_h hava yoğunluğudur. ρ_h aşağıdaki genel ifade ile belirlenmektedir.

$$\rho_h = \rho_{kh} + \rho_n \quad (3.7)$$

Burada , ρ_{kh} ideal gaz kabul edilmiş hava içerisindeki kuru hava yoğunluğu , ρ_n nemli hava yoğunluğudur. Bina içerisinde nemi sabit tutacak her hangi bir nem kontrol cihazı bulunmadığından nem ölçüm verileri hesaplamalara dahil edilmiştir.

Bağıl nem değişimi, havalandırmadan geçen hava yoğunluğunu etkilemektedir. Denklem (3.8), Clausius-Clapeyron denkleminin basitleştirilmiş hali olup, bağıl nem değişiminin yoğunluk üzerindeki etkisini hesaplamak için ilk adım olan sıcaklığa bağlı olarak doygunluk nem basıncı değişimini ifade eder (Lampinen, 2015:39).

$$\log P_s(T) = 28.59051 - 8.2 \log(T_{iç} + 273.15) + 0.0024804(T_{iç} + 273.15) - \frac{3141.31}{T_{iç} + 273.15} \quad (3.8)$$

Havanın taşıyabileceği toplam su neminin oluşturduğu basıncının doyma basıncına oranı bağıl nemi ifade eder. Bağıl nemi ve doyma basıncı bilinen bir hava karışımı için içindeki suyun nem basıncı şu şekilde tanımlanır (Lampinen, 2015:39).

$$\psi = \frac{P_s}{P_d(T)} \quad (3.9)$$

Burada P_s su buharı basıncı ve buna bağlı olarak ideal gaz koşullarında ρ_{kh} ve ρ_n aşağıdaki eşitlikler ile belirlenmektedir (Lampinen, 2015:39).

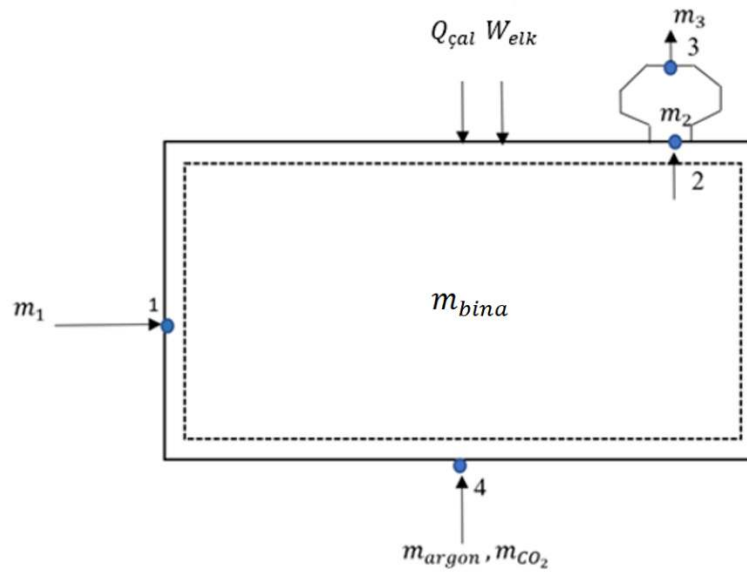
$$\rho_{kh} = \frac{(1-P_s)10^5 Ph M_{kh}}{RT} \quad (3.10)$$

$$\rho_n = \frac{(P_s)10^5 Ph M_n}{RT} \quad (3.11)$$

$Q_{\Delta T}$ sıcaklık farkından kaynaklanan havalandırma debisidir (Bhaita, 2014:10).

$$Q_{\Delta T} = C_d \cdot A_h \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta h \frac{T_{iç} - T_{dış}}{T_{iç}}} \quad (3.12)$$

Burada g yer çekimi ivmesi , Δh havalandırma modülü yüksekliği . $T_{iç}$ iç ortam sıcaklığı and $T_{dış}$ dış ortam sıcaklığıdır. Sistem sınırları için kütle dengesi aşağıda şematik olarak Şekil 3.11 ile belirtilmektedir.



Şekil 3.11. Deneysel model kütle dengesi.

$$\overbrace{\rho_{h,1} \cdot Q_{T,dny}}^{m_1} + \overbrace{m_4}^{m_2} - \overbrace{\rho_{h,2} \cdot Q_{T,dny}}^{m_3} = \overbrace{V_{bina} \cdot \rho_{h,bina,t+\Delta t}}^{m_{bina,t+\Delta t}} - \overbrace{V_{bina} \cdot \rho_{h,bina,t}}^{m_{bina,t}} \quad (3.13)$$

Burada:

$$m_1 = \rho_{h,1} \cdot Q_{T,dny} \quad (3.14)$$

$Q_{T,dny}$ ortalama toplam havalandırma debisi (m^3/s), $\rho_{h,1}$ 1 noktasındaki hava yoğunluğudur.

$$m_2 = \rho_{h,2} \cdot Q_T \quad (3.15)$$

$\rho_{h,2}$ 2 noktasındaki hava yoğunluğudur.

Aynı zamanda $\rho_{h,2} = \rho_{h,iç} = \rho_{h,1}$ dir.

$$m_4 = m_{CO_2} + m_{argon} \quad (3.16)$$

m_{CO_2} ve m_{argon} sisteme 4 noktasından giren , fabrika bünyesinde bulunan kaynak gazları merkezi istasyonundan gelen ve tüketim değerleri bilinen gaz altı kaynak gazlarıdır. Bina içerisinde çalışma haftanın 6 günü 08:30-17:30 saatleri arasında olmaktadır. Çalışmanın olmadığı tüm zamanlarda m_4 kütlesi 0 dir. Sistemdeki hava kütlesi aşağıdaki eşitlik ile belirlenmektedir.

$$m_{bina,t} = V_{bina} \cdot \rho_{h,iç} \quad (3.17)$$

Enerji ve ekserji analizi saatlik olarak belirlenmektedir. Bir yıllık ölçüm periyodu boyunca saatlik toplam 8759 adet ölçüm yapılmıştır. Uygulanmış fiziksel model için sürekli akış koşulları geçerli olmayıp zamana bağlı olarak enerji ve ekserji ifadesi değişmektedir. Sistem için genel enerji denklemi ifadesi aşağıda verilmektedir (Kayapinar ve Arslan., 2023:102058).

$$E_g - E_ç - Q_K + W_{çal} + W_{elk} + Q_{çal} = E_{sis,\Delta t+t} - E_{sis,t=0} \quad (3.18)$$

Doğal havalandırma sistemindeki ısı kaybı için eşitlik Denkem (3.18) tekrar düzenlenirse:

$$Q_K = E_{sis,\Delta t+t} - E_{sis,t} - (m_{2ort}) \cdot (h_{2,ort}) - (m_{1,ort}) \cdot (h_{1,ort}) - (m_{argon,ort}) \cdot (h_{argon,ort}) - (m_{CO_2,ort}) \cdot (h_{CO_2,ort}) - (W_{elk,ort}) - (Q_{çal,ort}) \quad (3.19)$$

Burada : $E_{sis,\Delta t+t}$, $E_{sis,t}$ $\Delta t + t$, t anında sistemin sahip olduğu enerjidir.

$$E_{sis,\Delta t+t} = (U_{sis,\Delta t+t}) \cdot (m_{sis,\Delta t+t}) \quad (3.20)$$

$$E_{sis,t} = (U_{sis,t}) \cdot (m_{sis,t}) \quad (3.21)$$

$$U_{sis,t} = C_{v\ hava} \cdot T_{kg} \quad (3.22)$$

$C_{v\ hava}$ aşağıdaki ifade ile belirlenmektedir;

$$C_{v, sis} = C_{p, sis} - R_{sis} = \frac{h_{sis,t}}{T_t} - R_{sis} \quad (3.23)$$

Burada R_{sis} gaz sabiti $T_{kg} = T_{iç}$, $h_{sis,t}$ sistemin genel entalpisi olup aşağıdaki ifade ile elde edilmektedir.

$$h_{sis,t} = \frac{m_{CO_2,t} \cdot h_{CO_2,t} + m_{argon,t} \cdot h_{argon,t} + m_{hava,t} \cdot h_{hava,t}}{m_{CO_2,t} + m_{argon,t} + m_{hava,t}} \quad (3.24)$$

$$R_{sis,t} = \frac{R}{\frac{1}{m_{top,t}} (m_{CO_2,t} + m_{argon,t} + m_{air,t})} \quad (3.25)$$

Bina içerisinde çalışma olmadığı zamanlarda $m_{CO_2,t}$, $m_{argon,t}$, $h_{CO_2,t}$, $h_{argon,t}$ 0 olmaktadır. Aktif çalışma zamanları için $h_{CO_2,t}$, $h_{argon,t}$ aşağıdaki eşitlikler ile belirlenmektedir (NIST Chemistry, 2023).

$$h_{hava,t} = 1.006 T_t + \omega_{hava}(1.86 T_t + 2501) \quad (3.26)$$

$$h_{CO_2,t} = 0.0000038467 T_{kg}^3 + 0.0000151145 T_{kg}^2 + 0.0053351214 T_{kg} + 0.73190326 + 273,15 \quad (3.27)$$

$$h_{argon,t} = T_{kg} \cdot (20.78 + (2,82 \cdot 10^{-7} \cdot T_{kg}) + (-1,464 \cdot 10^{-7} \cdot T_{kg}^2) + (1,092 \cdot 10^{-8} \cdot T_{kg}^3) + \left(\frac{-3,661 \cdot 10^{-8}}{(T_{kg}^2 \cdot 0.003839)} \right) \quad (3.28)$$

T_{kg} gaz altı kaynak gazları sıcaklığı olup iç hava sıcaklığına eşittir. W_{elk} ve $Q_{çal}$ bina içerisinde tüketilen elektrik miktarı ve çalışanların vucutları ile ortama yaydıkları ısı enerjisidir. Saatlik elektrik tüketimi 1 yıllık ölçüm süresi boyunca veri olarak mevcuttur. Buna ek olarak 1 yıllık ölçüm süresi boyunca bina içerisindeki saatlik çalışan sayısında kayıt altına alınmıştır. Sistem için ekserji denklemi ve ekserji verimi aşağıdaki eşitlikler ile belirlenmektedir (Hepbasli., 2008:601).

$$Ex_g - Ex_{\dot{c}} - Ex_k - Ex_Q + Ex_{elk} + Ex_{çal} = Ex_{sis,\Delta t=1} - Ex_{sis,\Delta t=0} \quad (3.29)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{Ex_{\dot{c}}}{Ex_g} \quad (3.30)$$

Burada :

$$Ex_{sis,\Delta t=1} = m_{sis,t} \cdot (C_{p\ sis,t} + \omega_{sis,t} \cdot C_{v\ sis,t}) \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{ic,t}}{T_0} \right) - 1 - \ln \left(\frac{T_{ic,t}}{T_0} \right) \right] + (1 + 1,6078 \cdot \omega_{sis,t}) \cdot R_{sis} \cdot T_0 \cdot \ln \left(\frac{P_{ic,t}}{P_0} \right) + R_{sis} \cdot T_0 \cdot \left((1 + 1,6078 \cdot \ln \left(\frac{(1+1,6078) \cdot \omega_0}{(1+1,6078) \cdot \omega_{sis,t}} \right) + (1 + 1,6078) \cdot \omega_{sis,t} \cdot \ln \left(\frac{\omega_{sis,t}}{\omega_0} \right) \right) \quad (3.31)$$

$$Ex_g = \overbrace{Ex_{hava}}^{nokta 1} + \overbrace{Ex_{argon} + Ex_{CO_2}}^{nokta 4} \quad (3.32)$$

$$Ex_{\dot{c}} = \overbrace{Ex_{hava} + Ex_{argon} + Ex_{CO_2}}^{nokta 2} \quad (3.33)$$

Ex_{hava} havanın fiziksel ekserjisi (Hepbasli., 2008:601).

$$Ex_{hava} = m_{hava} \cdot (C_{p,hava} + \omega_{hava} \cdot C_{v,hava}) \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{iç,t}}{T_0} \right) - 1 - \ln \left(\frac{T_{iç,t}}{T_0} \right) \right] + (1 + 1,6078 \cdot \omega_{hava}) \cdot R \cdot T_0 \cdot \ln \left(\frac{P_{iç,t}}{P_0} \right) + R \cdot T_0 \cdot \left((1 + 1,6078 \cdot \ln \left(\frac{(1+1,6078) \cdot \omega_0}{(1+1,6078) \cdot \omega_{hava}} \right) + (1 + 1,6078) \cdot \omega_{hava} \cdot \ln \left(\frac{\omega_{hava}}{\omega_0} \right) \right) \quad (3.34)$$

$$C_{p,hava} = \left(\frac{0,000000142 \cdot T_{iç}^3 + 0,0000855099 \cdot T_{iç}^2 - 0,9928055511 \cdot T_{iç} + 273,231}{T_{iç}} \right) \quad (3.35)$$

$$\omega_{hava,t} = \frac{0,622 \varphi P_{sat,T}}{P_2 - \varphi P_{sat,T}} \quad (3.36)$$

Kaynak gazları için fiziksel ekserji (Hepbasli, A. 2008:601).

$$Ex_{argon,fiz} = m_{argon} \cdot C_{p,argon} \cdot \left(T_{kg} - T_{iç} - T_{iç} \cdot \left(\frac{T_{kg}}{T_{iç}} \right) \right) + R_{argon} \cdot T_{iç} \cdot \ln \left(\frac{P_{kg}}{P_{atm}} \right) \quad (3.37)$$

$$Ex_{CO_2,fiz} = m_{CO_2} \cdot C_{p,CO_2} \cdot \left(T_{kg} - T_{iç} - T_{iç} \cdot \left(\frac{T_{kg}}{T_{iç}} \right) \right) + R_{argon} \cdot T_{iç} \cdot \ln \left(\frac{P_{kg}}{P_{atm}} \right) \quad (3.38)$$

Burada R_{argon} argon gazı gaz sabiti (0.208kJ/kg.K) ve R_{CO_2} (0.188 kJ/kg.K) CO₂ gazı gaz sabitidir .

3.2.Sayısal Analiz

Deneyisel çalışmanın doğrulama süreci ve teknik-ekonomik optimum havalandırma tasarımının belirlenmesi için FloEFD HAD analiz yöntemi kullanılmıştır. Solidworks ortamında oluşturulan 45 farklı model, 1:1 ölçekli bina modeline uygulanarak FloEFD yazılımında HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

3.2.1. Matematiksel Model

Sayısal analiz ile yeni konsept bir tasarım olan doğal havalandırma sisteminin performansını belirlemek için SIEMENS FloEFD yazılımı kullanılmaktadır. FloEFD yazılımı, doğal havalandırma sisteminin akış mekanizmalarını modellemek için kullanılmaktadır. Akışkan akışları problemleri için kütle, momentum ve enerjinin korunumu yasalarının formülasyonu olan Navier-Stokes, enerji ve süreklilik denklemleri, FloEFD HAD yazılımı kullanılarak çözümlenmiştir. Ayrıca, FloEFD'de türbülans modelleri kullanılarak hem laminar hem de türbülanslı akışlar öngörülebilir. Bu çalışmada FloEFD HAD yazılımını seçme nedeni, bu HAD yazılımının diğer yaygın olarak kullanılan HAD yazılımlarına göre endüstriyel uygulamalarda daha pratik ve hızlı olmasıdır (Trebunskikh vd., 2012:51).

Endüstriyel bir uygulamalarda, patentli özgün bir çalışma olan doğal havalandırma sisteminin modellenmesi için bu yazılım kullanımı endüstriyel tasarım ve imalat sürecini pratikleştirmektedir. Pratik olmasının yanı sıra, bu HAD yazılımı karmaşık problemlerin sayısal modellemesinde de başarılı sonuçlar sunmaktadır (Hetyeia vd., 2023:10016). Reynolds-ortalama Navier-Stokes yaklaşımı (RANS), FloEFD'de basınç ve yoğunluk temelli bir formülasyon kullanılarak çözümlenmiştir. Modifiye edilmiş k-ε modeli türbülans modeli olarak seçilmektedir. Bu modelle, bu çalışmada olduğu gibi düşük hızlarda meydana gelecek olan hem türbülans etkileri hem de viskoz etkiler başarılı bir şekilde modellenenbilmektedir. (Karasu vd., 2018:140). Kartezyen koordinat sistemine göre korunum yasaları, koordinat sisteminin merkezinden geçen bir ekseninde Ω açısal hızıyla dönen dönen koordinat sistemine göre aşağıdaki şekilde ifade edilir (Mentor Grapics Corporation, 2018).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.40)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^2) + q_i) + \frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (3.41)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2} + \frac{5}{3} k - \frac{\Omega^2 r^2}{2} - \sum h_m^0 y_m \quad (3.42)$$

Burada u akışkan hızı, ρ akışkan yoğunluğu, S_i birim kütle başına dağılan dışsal kuvvet, g_i i kordinat ekseninde yerçekimi ivmesi, h akışkan entalpisi, Q_H birim hacim başına ısı çekmeyi veya ısı transferini, τ_{ik} kesme gerilim kuvvetini, q_i ısı akışını, Ω açısal hızı, k türbülans kinetik enerji kat sayısı, h_m m.karışım entalpsini, y_m m.karışım konsatrasyonunu ifade etmektedir (Mentor Grapics Corporation, 2018).

Yüksek Mach sayısı akış seçeneği etkinleştirildiğinde, aşağıdaki enerji denklemi kullanılmaktadır.

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i (E + \frac{p}{\rho})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} ((u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^2) + q_i) - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H) \quad (3.43)$$

$$E = e + \frac{u^2}{2} \quad (3.44)$$

Burada e iç enerjiyi temsil eder. Newtonian akışkanlar için, viskoz kesme gerilimi tensörü aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{ij}}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3.45)$$

Boussinesq varsayımını takiben, Reynolds gerilimi tensörünün aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{ij}}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.46)$$

Burada δ_{ij} Kronecker delta fonksiyonu, μ akışkan dinamik viskozitesi, μ_t türbülanslı akış eddy viskozitesi, k türbülans kinetik enerjisi katsayısıdır. Laminer akış koşulları için μ_t sıfır olmaktadır. $k - \varepsilon$ Modelinde μ_t türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans tükenimi ε iki temel özelliği kullanılarak tanımlanmaktadır (Mentor Grapics Corporation, 2018).

$$\mu_t = f_\mu \frac{c_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (3.47)$$

Burada f_μ türbülans viskozite faktörüdür ve aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.0165 R_y)]^2 \cdot (1 + \frac{20.5}{R_T}) \quad (3.48)$$

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} R_y = \frac{\rho \sqrt{ky}}{\mu} \quad (3.49)$$

Burada y duvardan uzaklığı temsil etmektedir. Bu fonksiyon, laminar-türbülans geçişini hesaba katmamıza olanak tanımaktadır. Türbülans kinetik enerjisi ve tükenimini tanımlamak için iki ek taşıma denklemi kullanılır.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + S_k \quad (3.50)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + S_\varepsilon \quad (3.51)$$

Burada S_k ve S_ε terimleri aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B \quad (3.52)$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (3.53)$$

Burada P_B kaldırma kuvvetlerine bağılı olarak oluşan türbülans üretimini temsil eder ve aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3.54)$$

Burada g_i x_i yönünde yer çekimi ivmesi, $\sigma_B=0.9$ sabit sayıyı, sabit sayı $C_B = 1$ $P_B > 0$, $C_B = 0$ $P_B < 0$ ifade eder.

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_u} \right)^3, f_2 = 1 - \exp(-R_T^2) \quad (3.55)$$

$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ sabitleri deneysel olarak tanımlanmıştır. FloEFD bu sabitler için

$C_\mu = 0.9, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.3, \sigma_\varepsilon = 1$ değerlerini kullanmaktadır.

3.2.2. Validasyon

Deneysel çalışmanın FloEFD analizi kullanılarak doğrulaması, bir yıllık ölçümlerden elde edilen verilere dayanarak gerçekleştirilmiştir. Sınır şartlarını oluşturmak için elde edilen deneysel verilerden 7 adet ölçüm verisi seçilmiştir. Mevcut uygulanmış tasarım için Tablo 3.2 'de belirtilen analiz koşulları altında tam ölçekli model ile HAD analizi gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.2. FloEFD HAD analizi sınır şartları.

Sınır Şartları	$T_{iç}$ (° C)	$T_{dış}$ (° C)	v_r (m/s)	ϕ (%)
1	23.2	28.9	3.3	21.1
2	22.8	28.9	2.8	26.5
3	20.0	28.1	3.0	45.8
4	16.7	26.9	3.0	61.2
5	15.6	26.4	2.5	62.7
6	14.7	26.0	2.3	64.8
7	13.2	25.6	2.6	67.6

HAD sonuçları, çalışmadaki deneysel verilerle karşılaştırılarak validasyon yapılmıştır. Sonuçların doğrulaması, doğal havalandırma sisteminden HAD ile elde edilen hava

debisi $Q_{T,HAD}$ ile ifade edilmektedir. İstatiksel PRMSE, CoV ve R^2 değerleri aşağıdaki denklemler ile belirlenmektedir (RoHADgi ve Saleh , 2015:4).

$$Q_{T,HAD} = A \cdot v_{alt\ HAD} \quad (3.56)$$

Burada A (m^2) doğal havalandırma sistemi kesit alanı, $v_{alt\ HAD}$ doğal havalandırma sistemi alt kesitinden geçen akış hızı (m/s) dır.

$$PRMSE = \sqrt{\frac{\sum \left(\frac{y_{sonuç} - y_{gerçek}}{y_{sonuç}} \right)^2}{n_a}} * 100 \quad (3.57)$$

Burada $y_{sonuç} = Q_{T,HAD}$, $y_{gerçek} = Q_{T,dny}$, ve $n_a = 7$ analiz sayısıdır.

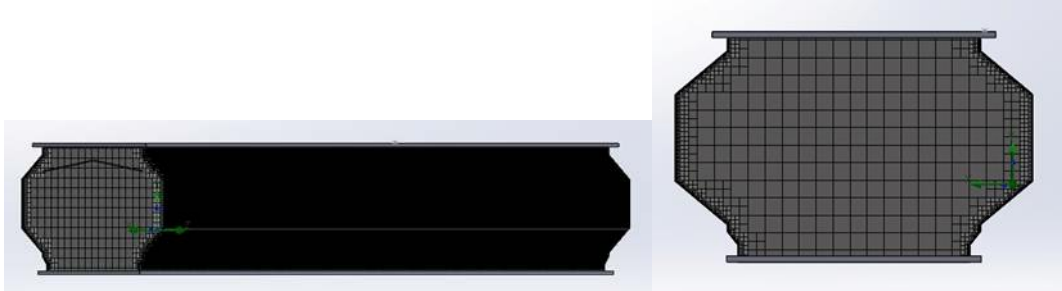
$$CoV = \left(\frac{\sum \frac{y_{sonuç} - \hat{y}_{sonuç}}{y_{gerçek} - \hat{y}_{gerçek}}}{n_a} \right) * 100 \quad (3.58)$$

Burada :

$$\begin{aligned} \hat{y}_{sonuç} &= Q_{T,HAD} , \hat{y}_{gerçek} = Q_{T,dny} \\ R^2 &= 1 - \frac{\sum Q_{T,HAD}}{\sum Q_{T,dny}} \end{aligned} \quad (3.59)$$

3.2.3. Mesh Hassasiyeti ve Bağımsızlığı

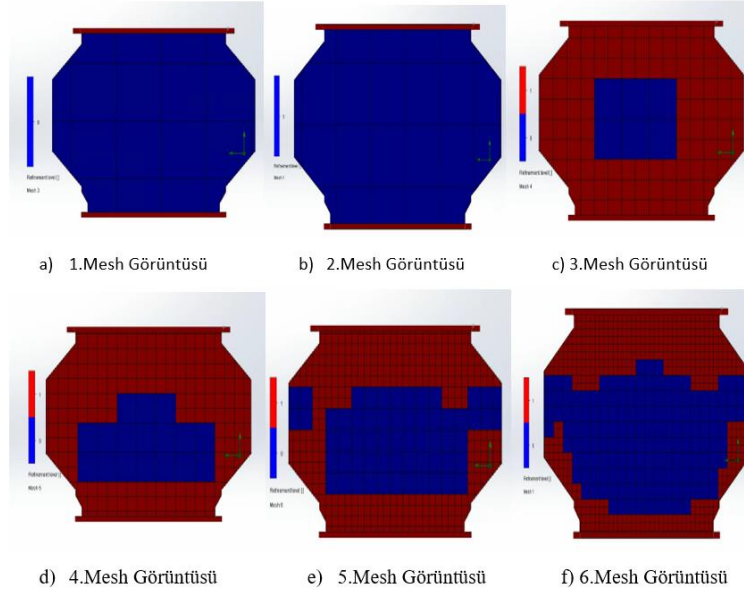
Gerçekleştirilen sayısal çalışma ile mesh bağımsızlığında belirlenmiştir. FloEFD yazılımı ile gerçekleştirilen doğal havalandırma sistemi mesh Şekil 3.12 ile aşağıda belirtilmektedir.



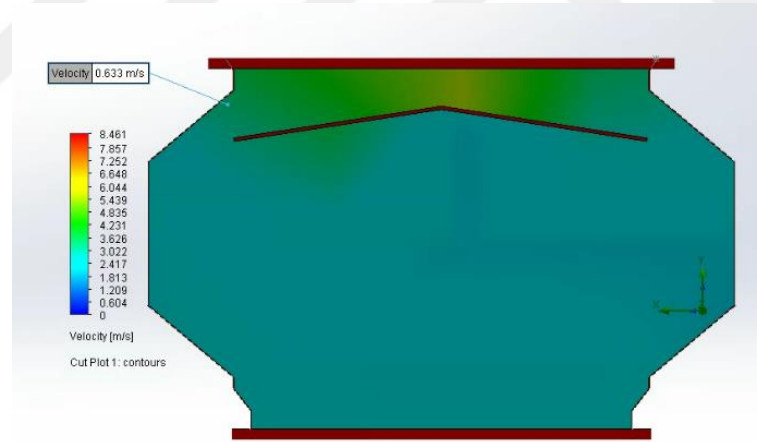
Şekil 3.12. Mesh yapısı şematik gösterimi.

Aşağıda Şekil 3.13 ile doğru mesh çözümünü bulmak amacıyla yapılmış olan 4 farklı iyileştirilmiş mesh görüntüsü belirtilmektedir. Mesh bağımsızlığı için yaz dönemi koşulları altında 15.tasarım seçilerek incelenmiştir. Mesh hassasiyeti çalışması ile mesh parametresinin analiz sonuçlarından bağımsız olduğu sonucuna ulaşılmıştır. 16881. mesh elemanından sonra hızdaki değişimin ihmal edilebilir olduğu sonucu belirlenmiştir. Bu yüzden 16881 mesh sayısal

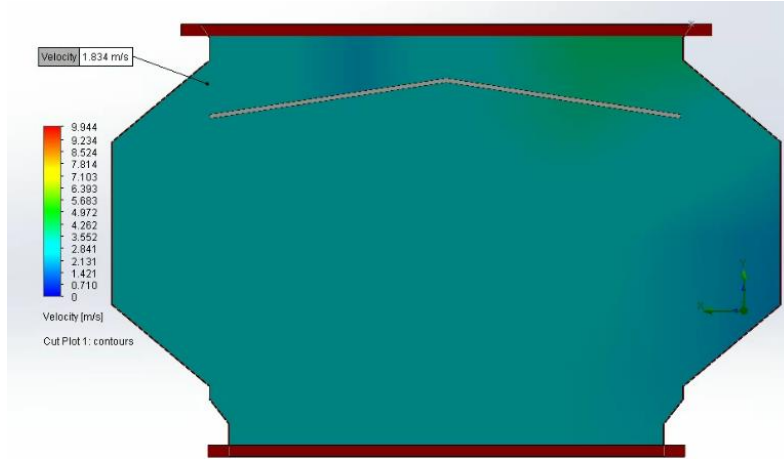
analizde kullanılmıştır. Mesh iyileştirmesi sonucu hız değişimleri Şekil 3.14 den Şekil 3.19 ‘a kadar belirtilmektedir. Ayrıca Grafik 3.1 mesh sayısı ve hız değişiminin ilişkisini grafiksel olarak belirtmektedir.



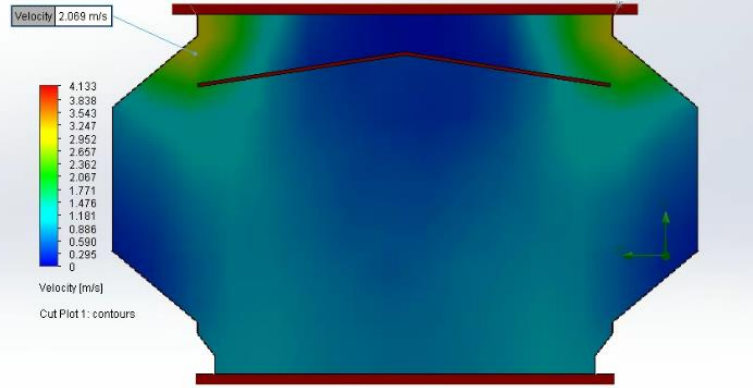
Şekil 3.13. İyileştirilmiş mesh görüntüsü.



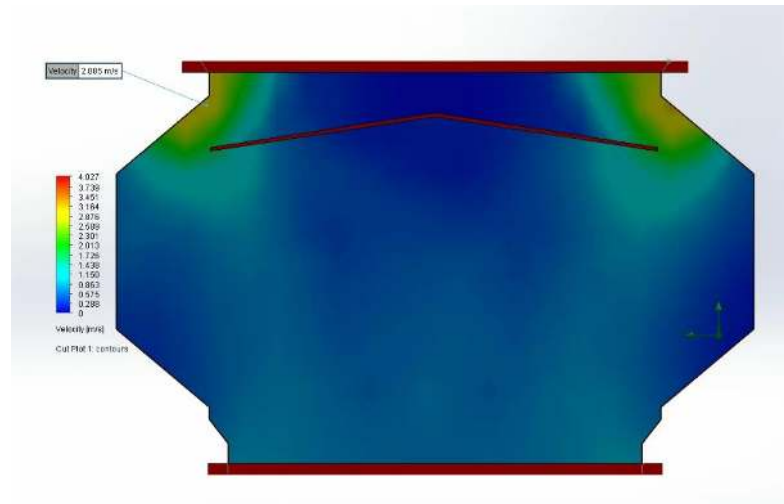
Şekil 3.14. 1.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.



Şekil 3.15. 2.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.



Şekil 3.16. 3.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.



Şekil 3.17. 4.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.

Velocity 2.974 m/s



Velocity [m/s]

Cut Plot 1: contours

Şekil 3.18. 5.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.

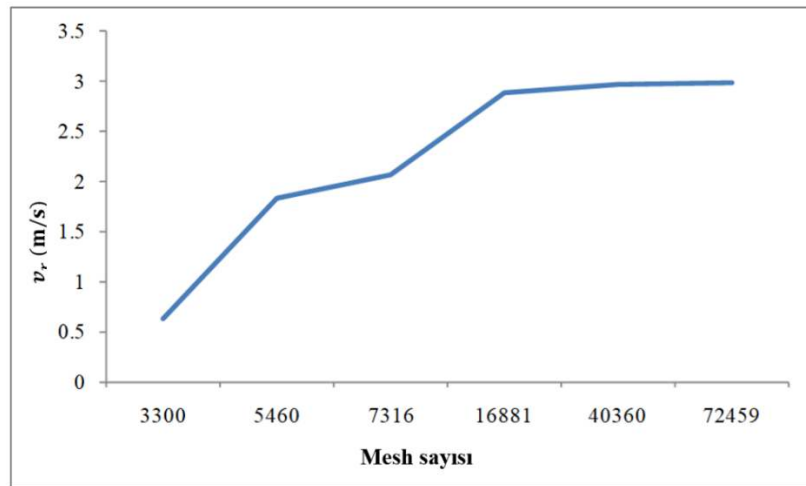
Velocity 2.990 m/s



Velocity [m/s]

Cut Plot 1: contours

Şekil 3.19. 6.Mesh çalışması sonucu çıkış hız değeri.



Grafik 3.1. Mesh sayısı ve akış hızı değişimi.

3.2.4. Enerji ve Ekserji Analizi

Sayısal analizde doğal havalandırma sistemi için sürekli akış koşulları geçerli olup, analizden elde edilen veriler eşliğinde enerji ve ekserji değerlerine aşağıdaki eşitlikler ile ulaşılmaktadır.

$$\overbrace{\rho_{h,1} \cdot Q_{T,HAD}}^{m_1} + m_4 - \overbrace{\rho_{h,2} \cdot Q_{T,HAD}}^{m_2} = \overbrace{V_{bina} \cdot \rho_{h,bina}}^{m_{bina}} - \overbrace{V_{bina} \cdot \rho_{h,bina}}^{m_{bina}} \quad (3.60)$$

Burada :

$$m_1 = \rho_{h,1} \cdot Q_{T,HAD} \quad (3.61)$$

$Q_{T,CFD}$ ortalama toplam havalandırma debisi (m^3/s), $\rho_{h,1}$ 1 noktasındaki hava yoğunluğudur.

$$m_2 = \rho_{h,2} \cdot Q_{T,HAD} \quad (3.62)$$

$\rho_{h,2}$ 2 noktasındaki hava yoğunluğudur.

Aynı zamanda $\rho_{h,2} = \rho_{h,iç} = \rho_{h,1}$

$$m_4 = m_{CO_2} + m_{argon} \quad (3.63)$$

m_{CO_2} ve m_{argon} sisteme 4 noktasından giren , fabrika bünyesinde bulunan kaynak gazları merkezi istasyonundan gelen ve saatlik olarak ortalama kütleleri bilinen gaz altı kaynak gazlarıdır.Bina içerisinde çalışma haftanın 6 günü 08:30-17:30 saatleri arasında olmaktadır.Çalışmanın olmadığı tüm zamanlarda m_4 kütlesi 0 dir.Sistemdeki hava kütlesi aşağıdaki eşitlik ile belirlenmektedir.

$$m_{sis,t} = V_{bina} \cdot \rho_{h,iç} \quad (3.64)$$

Sistem için genel enerji denklemi ifadesi aşağıda verilmektedir.

$$E_g - E_{ç} - Q_K + W_{çal} + W_{elk} + Q_{çal} = 0 \quad (3.65)$$

Doğal havalandırma sistemindeki ısı kaybı için denklem (3.53) tekrar düzenlenirse

$$Q_K = (m_{2,ort}) \cdot (h_{2,ort}) - (m_{1,ort}) \cdot (h_{1,ort}) - (m_{argon,ort}) \cdot (h_{argon,ort}) - (m_{CO_2,ort}) \cdot (h_{CO_2,ort}) - (W_{elk,ort}) - (Q_{çal,ort}) \quad (3.66)$$

Bina içerisinde çalışma olmadığı zamanlarda $m_{CO_2,t}$, $m_{argon,t}$, $h_{CO_2,t}$, $h_{argon,t}$ 0 olmaktadır.Aktif çalışma zamanları için $h_{CO_2,t}$, $h_{argon,t}$ aşağıdaki eşitlikler ile belirlenmektedir (Nist Chemistry, 2023).

$$h_{hava,t} = 1.006 T_t + \omega_{hava}(1.86.T_t + 2501) \quad (3.67)$$

$$h_{CO_2} = 0.0000038467.T_{kg}^3 + 0.0000151145.T_{kg}^2 + 0.0053351214.T_{kg} + 0.73190326 + 273,15 \quad (3.68)$$

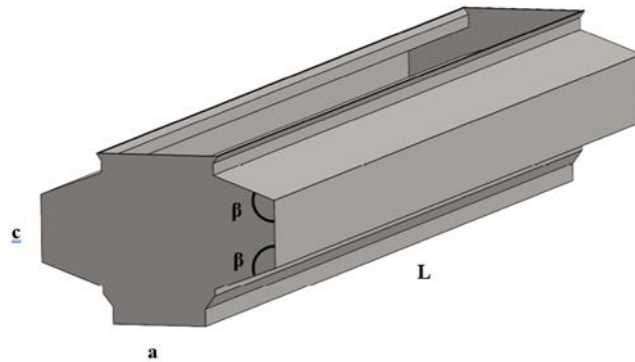
$$h_{argon} = T_{kg} \cdot (20.78 + (2,82 \cdot 10^{-7} \cdot T_{kg}) + (-1,464 \cdot 10^{-7} \cdot T_{kg}^2) + (1,092 \cdot 10^{-8} \cdot T_{kg}^3) + \left(\frac{-3,661 \cdot 10^{-8}}{(T_{kg}^2 \cdot 0.003839)} \right) \quad (3.69)$$

T_{kg} gaz altı kaynak gazları sıcaklığı iç hava sıcaklığına eşittir. W_{elk} ve $Q_{\text{Çal}}$ bina içerisinde tüketilen elektrik miktarı ve çalışanların vucutları ile ortama yaydıkları ısı enerjisidir. Saatlik elektrik tüketimi 1 yıllık ölçüm süresi boyunca veri olarak mevcuttur. Buna ek olarak 1 yıllık ölçüm süresi boyunca bina içerisindeki saatlik çalışan sayısı da kayıt altına alınmıştır. Sistem için ekserji denklemi ve ekserji verimi aşağıdaki eşitlikler ile belirlenmektedir (Hepbasli, A. 2008:601).

$$Ex_g - Ex_{\text{Ç}} - Ex_y + Ex_{elk} = 0 \quad (3.70)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{Ex_y}{Ex_g} \quad (3.71)$$

Oluşturularan 45 tasarım arasındaki 23. tasarım deney düzeneğinin uygulandığı fiziksel modeldir. Fiziksel modelin boyutsuzlaştırılması ile 45 farklı tasarım elde edilmiştir. Şekil 3.20 havalandırma modelinin boyutsuz parametrelerini belirtmektedir.



Şekil 3.20. Havalandırma modeli boyutsal parametreleri.

Boyutsal değişimlere göre oluşturulan 45 farklı model aşağıda Tablo 3.3 ile belirtilmektedir.

Tablo 3.3. Tasarımların genel boyutsal değişimleri.

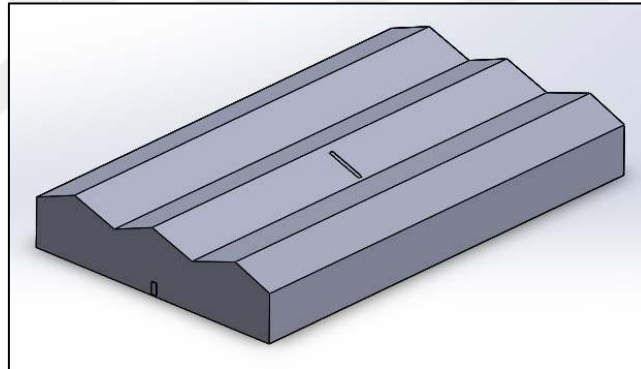
Tasarım no	a (mm)	L (mm)	C (mm)	β (°)	Tasarım No	a (mm)	L (mm)	C (mm)	β (°)
t1	1200	6000	250	90	24	500	6000	450	110
2	1200	6000	350	90	25	500	6000	250	120
3	1200	6000	450	90	26	500	6000	350	120
4	1200	6000	250	100	27	500	6000	450	120
5	1200	6000	350	100	28	500	6000	250	130
6	1200	6000	450	100	29	500	6000	350	130
7	1200	6000	250	110	30	500	6000	450	130
8	1200	6000	350	110	31	300	6000	250	90
9	1200	6000	450	110	32	300	6000	350	90
10	1200	6000	250	120	33	300	6000	450	90
11	1200	6000	350	120	34	300	6000	250	100
12	1200	6000	450	120	35	300	6000	350	100
13	1200	6000	250	130	36	300	6000	450	100
14	1200	6000	350	130	37	300	6000	250	110
15	1200	6000	450	130	38	300	6000	350	110
16	500	6000	250	90	39	300	6000	450	110
17	500	6000	350	90	40	300	6000	250	120
18	500	6000	450	90	41	300	6000	350	120
19	500	6000	250	100	42	300	6000	450	120
20	500	6000	350	100	43	300	6000	250	130
21	500	6000	450	100	44	300	6000	350	130
22	500	6000	250	110	45	300	6000	450	130
23	500	6000	350	110					

Oluşturulan 45 farklı tasarım Tablo 3.4 ile belirtilen yaz ve kış sınır şartlarında HAD analizine tabi tutulmuştur. EK.2 de tasarımların 3D model görüntüsü verilmektedir. Yaz koşulları için 45, kış koşulları için 45 olmak üzere toplam 90 adet analiz gerçekleştirilmiştir.

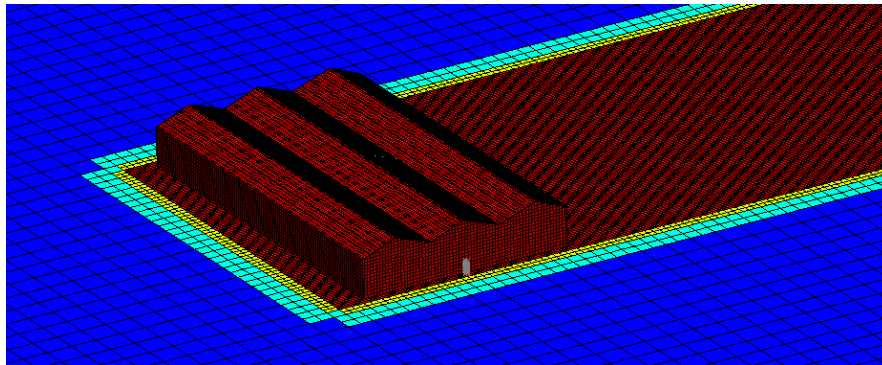
Tablo 3.4. HAD analizi sınır koşulları.

Parametreler	Yaz Şartları	Kış Şartları
$T_{iç}$ (°C)	20	20
$T_{çevre}$ (°C)	13.24	3.42
v_r (m/s)	3.63	4.35
ϕ (%)	50	50

Deney düzeneğine ek olarak gerçekleştirilen FloEFD analizleri için 1:1 oranında model 3D çizimleri ve 1:1 oranında uygulamanın yapıldığı binanın 3D modeli oluşturulmuş ve her tasarım 3D bina modeline uygulanmıştır. Şekil 3.21 1:1 oranında doğal havalandırma modeli uygulanmış bina modelini belirtmektedir. Şekil 3.22 FloEFD dış akış analizi mesh görüntüsü. Yaz ve kış dönemi için dış akış analizi yapılmıştır. Yaz ve kış koşullarında aynı mesh yapısı kullanılmış ve 2.500.000 mesh atılmıştır.



Şekil 3.21. 1:1 ölçekli bina modeli.



Şekil 3.22. FloEFD dış akış analizi mesh görüntüsü.

3.3. Ekonomik ve Çevresel Analiz

Ekonomik değerlendirme için, sistem ömrü (20 yıl) boyunca paranın zaman değerini dikkate alan net bugünkü değer (NBD) analizi yapılmıştır. NBD analizi aşağıda ifade edilmektedir (Arslan ve Kiliç, 2021:46).

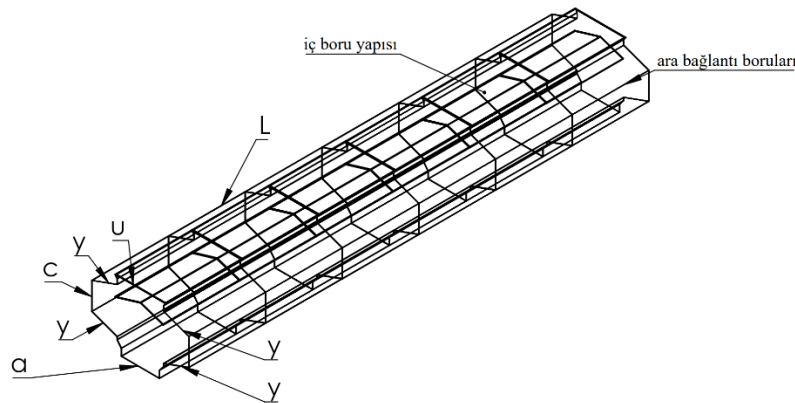
$$NBD = \sum_{t=0}^n \frac{M_{nak}}{(1+r)^t} - M_{ilk} \quad (3.72)$$

Burada M_{nak} nakit akışı, M_{ilk} ilk yatırım maliyeti, r enflasyon oranı %14.75 (Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası, 2022). İlk yatırım maliyeti M_b boru maliyetini, M_{gs} galvaniz sac maliyetini, M_{cal} çalışan imalat montaj maliyetini ve M_v vinc maliyetini içermektedir. İlk yatırım maliyeti ve hurda maliyeti aşağıda eşitlik olarak ifade edilmektedir.

$$M_{ilk} = M_{boru} + M_{gs} + M_{cal} + M_v + M_k - M_h \quad (3.73)$$

M_h sistemin hurda maliyetidir ve ilk yatırım maliyetinin %10 dur. Doğal bir havalandırma sistemi kullanılmamış olsaydı gerekli olan zorlanmış akışlı havalandırma sistemi enerji tüketimi oluşturacaktır. Bu durum doğal havalandırma sisteminin getirisini oluşturmaktadır.

23. tasarımın boyutlandırılması ile oluşturulmuş her bir tasarımın ölçüleri değiştiğinden kafes yapısında kullanılan boru, kaynak, yüzey kaplaması için kullanılan galvaniz sac ve imalat montaj işçilik süreleri değişmekte olup, her bir tasarım için M_{ilk} değerleri farklı olmaktadır. Aşağıda şekil 3.23 ile tasarım üzerindeki değişken parametreler gösterilmiş ve tüketilen malzeme miktarlarının denklem hali belirtilmiştir.



Şekil 3.23. Doğal havalandırma sistemi bileşen parametreleri.

Şekil 3.23 ile gösterilen boyutsal değişkenler tasarım için gerekli kafes yapısı, sac miktarı, kaynak teli miktarı için formülize edilerek aşağıda verilmektedir.

$$M_{boru} = [(a + 2c + 4y + u).L + 18,7.L].f_{boru} \quad (3.74)$$

$$M_{gs} = [2.(2y + c) + 2y + 1,27.a.L.11,86\frac{Kg}{m^2}].f_{gs} \quad (3.75)$$

$$M_k = \left(\frac{(a+2c+4y+u).L+18,7.L}{2,74} \right) . f_k \quad (3.76)$$

Burada f_{boru} boru birim maliyeti 1.96 \$/m , f_{gs} 1.03 \$/kg galvaniz sac birim maliyeti, f_k kaynak teli birim maliyeti 2.26 \$/m .

Doğal havalandırma sisteminin varlığı sonucunda alternatifi zorlanmış akışlı havalandırma sistemi için tüketilmemiş enerji doğal havalandırma sisteminin nakit akışı olmaktadır. Bina içerisinde yıllık 8760 saat toplam çalışma yapılmaktadır. Buna göre nakit akışı aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır.

$$M_{nak} = W_{fan} \cdot f_{elk} \cdot 8760 \quad (3.77)$$

Burada W_{fan} doğal havalandırma sisteminin alternatifi zorlanmış akışlı havalandırma sistemi elektrik gücü, $f_{elk} = 0.194$ \$ fabrika binasının birim elektrik maliyetidir.

Doğal havalandırma sistemi aracılığıyla tasarruf edilen elektrik aynı zamanda doğal gaz tüketiminde de bir tasarruf anlamına gelir çünkü şirketin elektrik ihtiyacı doğal gaz çevrim santrali tarafından sağlanmaktadır. Yıllık DĞ tasarrufuna kmol cinsinden aşağıdaki ifade ile ulaşılmaktadır (Arslan vd, 2009:128).

$$n_{DĞ} = \frac{W_{elk} \cdot 8760}{ID \cdot \eta_t} \quad (3.78)$$

Burada, ID doğal gaz ısı değeri (38330 kJ/saat) ve η_t (%38) enerji santralinin verimliliğidir. Tasarruf edilen doğal gaz aynı zamanda enerji santralindeki doğal gaz yanması kaynaklı emisyonları da azaltır (Karağaç vd., 2018: 319-325). 1 kmol doğal gaz yanmasından kaynaklanan emisyonlar kmol olarak Tablo 3.5 'de verilmiştir (Ucar ve Arslan, 2021:23).

Tablo 3.5. Doğal gaz yanma emisyonları .

Yakıt	Emisyon			
	CO ₂	CO	NO ₂	SO ₂
Doğal Gaz	1.95023	0.00024	0.03384	-

4.BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Belirsizlik Sonuçları

Deney düzeneği ile $T_{iç}$ (°C), $T_{dış}$ (°C), $P_{iç}$ (Pa), $P_{dış}$ (Pa), ϕ (%) ve v_r (m/s) değerleri ölçümlenmiştir. Bu değerlerin ölçümlenebilmesi için Tablo 4.1 ile belirtilen ölçüm cihazları kullanılmıştır. Ölçüm cihazlarının hassasiyet değerleride tablo 4.1 de belirtilmektedir. 1 yıllık ölçüm süresi boyunca saatlik ortalama olacak şekilde toplam 8760 adet ölçüm gerçekleştirilerek, data logger vasıtası ile kayıt altına alınmıştır. Bu verilerin belirsizlik analizi sonuçları U değerleri, her bir ölçülen parametre için Tablo 4.2 ile aşağıda verilmektedir.

Tablo 4.1.Kullanılan ölçüm cihazları ve hassasiyet değerleri.

Ölçüm cihazı	Hassasiyet Değeri
Thermokotec Boyenet T	± 0.1 °C
Delta Ohm HD 53.D	$\pm 0,03$ m/s
EMS ST-3XX	$\pm \%1$
AKT-DPT2500-R8	± 1 Pa

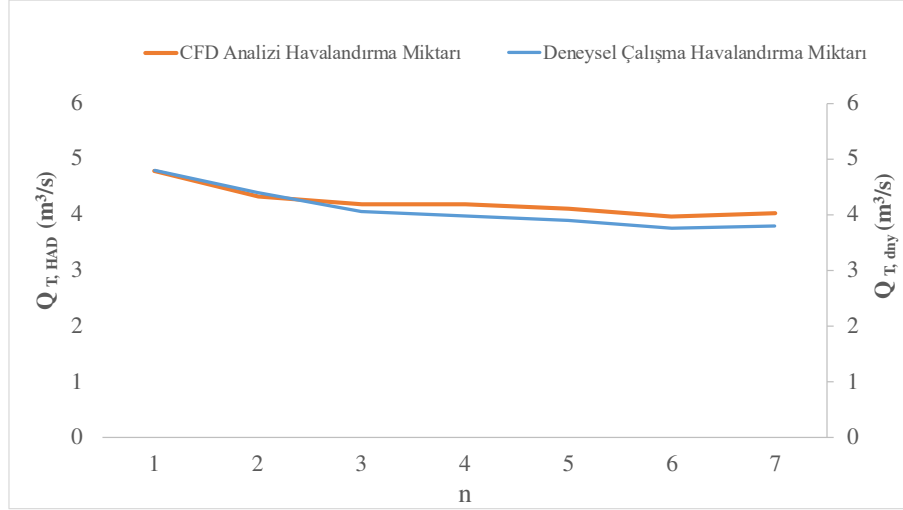
Tablo 4.2. Deneysel veriler belirsizlik değerleri.

	$T_{iç}$ (°C)	$T_{dış}$ (°C),	$P_{iç}$ (Pa)	$P_{dış}$ (Pa)	ϕ (%)	v_r (m/s)
U	0.069	0.103	0.0007	0.0074	0.150	0.017

Tablo 4.2 de belirtilen belirsizlik değerleri kabul edilebilir bir seviyede olup, ölçüm düzeneği ile gerekli hassasiyette ölçüm yapıldığını göstermektedir.

4.2. Validasyon

Validasyon sonuçları, doğrulama süreci için referans değerler olarak alınan deneysel çalışmadan elde edilen hava debileri $Q_{T,dny}$ içermektedir. HAD sonuçları ile deneysel veriler arasındaki karşılaştırma, sistemin hava akış hızlarını tahmin etmede HAD simülasyonlarının doğruluğunu ve güvenilirliğini değerlendirmeyi sağlar. Deneysel veri $Q_{T,dny}$ ile HAD analiz sonuçları $Q_{T,HAD}$ arasındaki istatistiksel değerlendirme Grafik 4.1 'de belirtilmektedir.

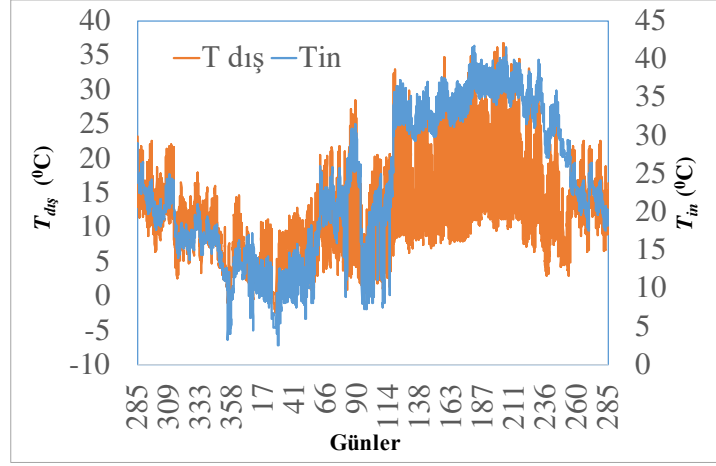


Grafik 4.1. Deneyel ve Sayısal Analiz sonuçları istatistiksel değerlendirme.

Validasyon sürecinde elde edilen 4.14 PRMSE değeri, 8.42 CoV değeri ve 0.95 R^2 değeri, hava debisi açısından HAD simülasyonları ile deneysel ölçümler arasında makul bir düzeyde uyum olduğunu göstermektedir. 4.14 PRMSE değeri, HAD sonuçları ile deneysel değerler arasındaki ortalama yüzde farkı temsil etmektedir. Daha düşük bir PRMSE değeri, daha iyi bir uyum anlamına gelir ve 4.14 değeri, nispeten küçük bir ortalama sapma olduğunu göstermektedir. 8.42 CoV değeri, HAD sonuçlarının deneysel ölçümlere göre gösterdiği göreceli değişkenliği veya dağılımı temsil etmektedir. Daha düşük bir CoV değeri, daha az değişkenlik ve iki veri seti arasında daha yakın bir uyum olduğunu gösterir. Grafik 4.1 de görsel olarak tasvir edildiği gibi, sayısal ve deneysel çalışmalar arasındaki istatistiksel sapmaların kabul edilebilir bir aralıkta olduğunu göstermektedir. Bu da hava debisi oranları açısından HAD analizleri ile deneysel ölçümler arasında makul bir uyum olduğunu göstermektedir.

4.3. Deneyel Analiz Sonuçları

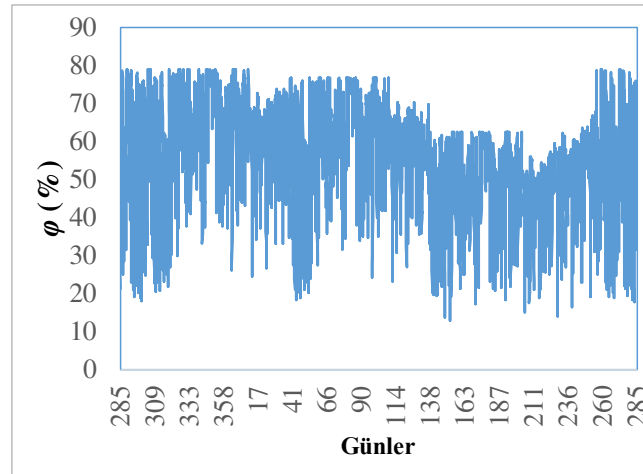
Deneyel analiz boyunca saatlik ortalama olacak şekilde toplam 8760 adet kesintisiz ölçüm yapılmıştır. 12.10.2021 ve 12.10.2022 tarihleri arasında 2021 yılının 285. gününden, 2022 yılının 285. Gününe kadar deneyel analiz gerçekleştirilmiştir. Bunun sonucunda bir yıl boyunca $T_{iç}$ ve $T_{dış}$ sıcaklık değerlerinin zamanla değişimi, Grafik 4.2 de gösterilmiştir. Grafik eğimlerindeki dalgalanmalar, mevsimsel olayların dış ve iç sıcaklıklar üzerindeki etkisini göstermektedir (Kayapınar ve Arslan., 2023:102058).



Grafik 4.2. Bir yıl boyunca $T_{iç}$ ve $T_{dış}$ sıcaklık değerleri değişimleri.

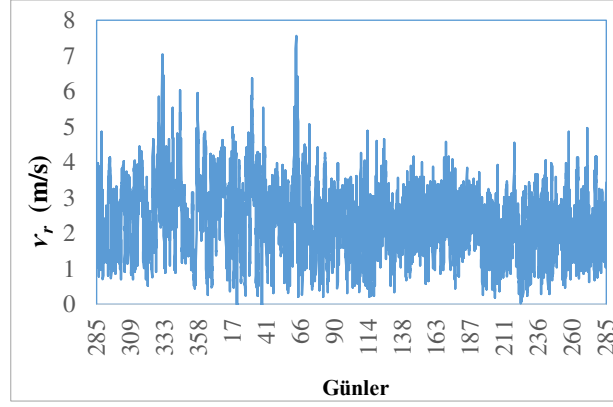
Grafik 4.2 göre, bina konumunun iklim faktörlerine bağlı olarak dış sıcaklık değerleri -5°C ile 36°C arasında değişmektedir. İç sıcaklık değerleri ise bina içindeki fiziksel faktörlere ve dış mevsimsel etkilere bağlı olarak 3°C ile 40°C arasında değişmektedir.

Ölçümlere göre, iç ve dış sıcaklık arasındaki fark bir yıl boyunca pozitif olmaktadır, bu da doğal havalandırma sisteminin sıcaklık farklı çalışma prensibine avantaj sağlamaktadır. İlgili bağıl nem ϕ ve rüzgâr hızı v_r etkin parametrelerinin ölçümleri de alınmıştır. ϕ 'nin değişimi Grafik 4.3, v_r 'nin değişimi ise Grafik 4.4 ile verilmiştir



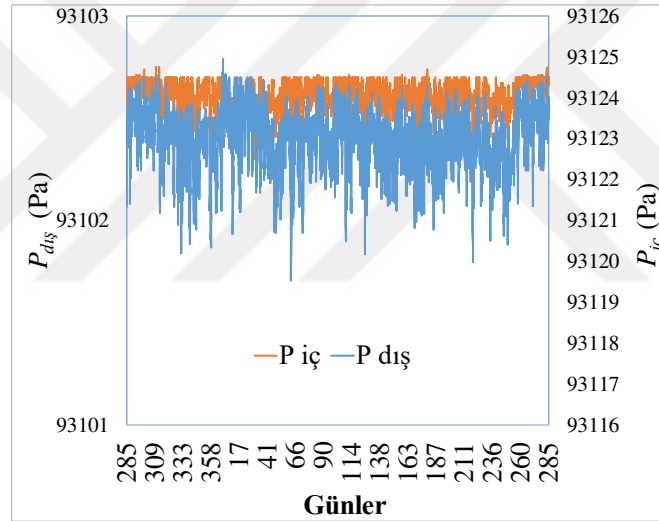
Grafik 4.3. Ölçüm süresi boyunca ϕ bağıl nem değişimi.

Grafik 4.3'e göre, yıl boyunca bağıl nem %10 ile %80 arasında değişmektedir. Bağıl nemdeki değişimin temel nedeni, bina çevresindeki iklim değişiklikleri, iş gücü etkileri ve dış mekân coğrafi faktörleridir.



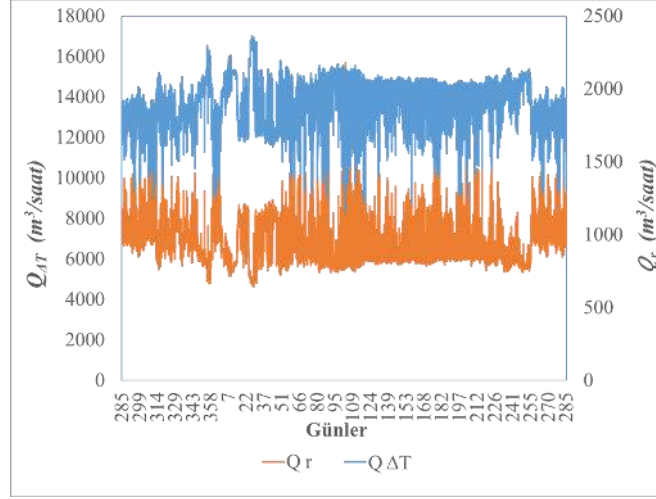
Grafik 4.4. Ölçüm süresi boyunca v_r rüzgâr hızı değişimi.

Grafik 4.4 'e göre, v_r rüzgâr hızı maksimum 7.6 m/s'ye kadar çıkmaktadır. En yüksek rüzgâr hızı 2022 yılının 66. gününde gözlemlenmiştir. $P_{iç}$ ve dış $P_{dış}$ basınçları da ölçülmüştür. $P_{iç}$ ve $P_{dış}$ değişimi Grafik 4.5 'de gösterilmektedir.

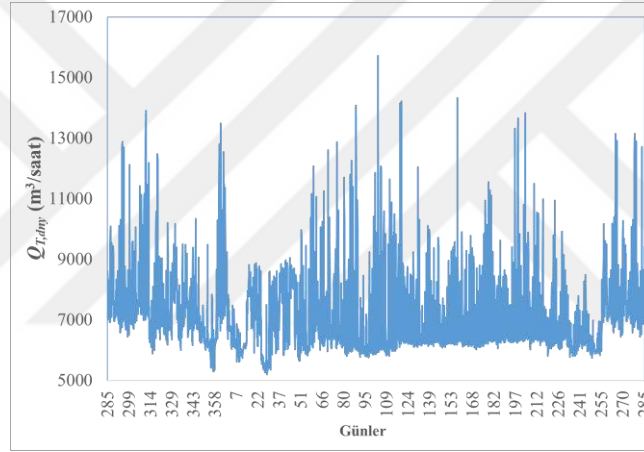


Grafik 4.5. Ölçüm süresi boyunca iç ve dış basınç değişimleri.

Grafik 4.5 göre, iç basınç 93116 Pa ile 93118 Pa arasında değişmektedir, oysa dış basınç 93101 Pa ile 93103 Pa arasında değişmektedir. Ölçüm sonuçlarına göre, rüzgâr kaynaklı etkiler yıl boyunca mevcuttur. Bu nedenle, sıcaklık farkı kaynaklı Q_{AT} rüzgâr kaynaklı havalandırma Q_r ve toplam havalandırma $Q_{T,dny}$ debileri hesaplanmıştır. Q_{AT} ve Q_r 'ın değişimi Grafik 4.6 da verilirken, $Q_{T,dny}$ 'nin değişimi Grafik 4.7 de verilmiştir.

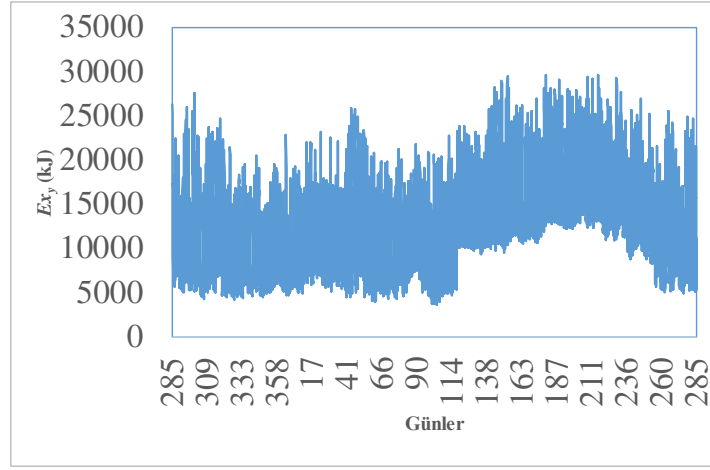


Grafik 4.6. Sıcaklık farkı kaynaklı $Q_{\Delta T}$, rüzgâr hızı kaynaklı havalandırma Q_r debi değişimleri.

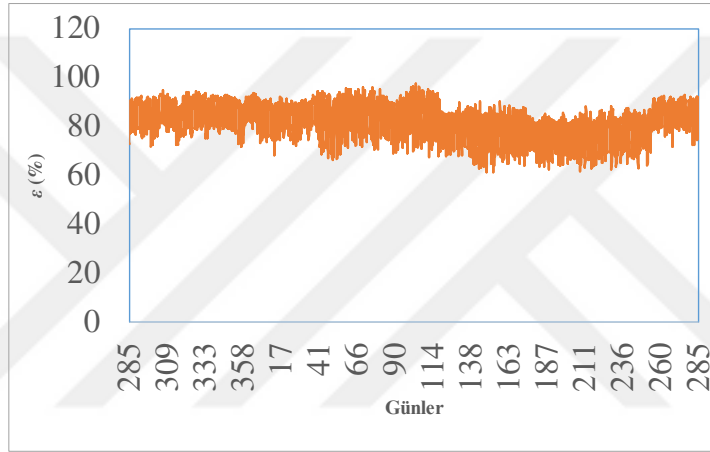


Grafik 4.7. Toplam havalandırma debisi $Q_{T,dny}$ değişimleri.

Grafik 4.7 ye göre, maksimum havalandırma debisi, yılın 107. gününde kış mevsiminde 15,728.80 m³/saat olarak elde edilmiştir. Bu durumda, $T_{iç}$, $T_{dış}$, v_r , ϕ ve ΔP sırasıyla 20.20 °C, 20.95 °C, 2,18 m/s, %66.05 ve 21.18 Pa olarak kaydedilmiştir. Minimum havalandırma debisi ise yılın 27. gününde kış mevsiminde 5201.8 m³/saat olarak elde edilmiştir. Bu durumda, $T_{iç}$, $T_{dış}$, v_r , ϕ ve ΔP -1.91 °C, 4.0 °C, 2,52 m/s, %69,53 ve 20.05 Pa olarak kaydedilmiştir. Ortalama havalandırma debisi ise bir yıl boyunca 7060.7 m³/saat olarak hesaplanmıştır. Bu koşullar altında, zaman adımlı ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir (Kayapinar ve Arslan., 2023:102058). Ekserji yıkımı Ex_y Grafik 4.8 de ve ekserji verimliliği ε Grafik 4.9 da verilmektedir.



Grafik 4.8. Bir yıl boyunca ekserji yıkımı Ex_d değişimleri.



Grafik 4.9. Bir yıl boyunca ekserji verimi ϵ değişimleri.

4.4. Sayısal Analiz Sonuçları

Deneyssel ve sayısal analiz validasyonun ardından Tablo 4.3'te belirtilen sınırlayıcı koşullar altında ekonomik ve teknik açıdan optimum havalandırma tasarımını belirlemek amacıyla tasarlanmış olan 45 farklı doğal havalandırma sistemi yaz ve kış koşulları için analiz edilmiş ve sonuçlara ulaşılmıştır. Buna ek olarak tasarımların yaz ve kış koşulları altındaki basınç değerleri değişimlerinin analiz görüntüleri EK.3 ile verilmektedir

Tablo 4.3. FloEFD HAD analizi sınır koşulları.

Parametre	Yaz Koşulları	Kış Koşulları
$T_{iç}$ (°C)	20	20
$T_{çevre}$ (°C)	13.24	3.42
v_r (m/s)	3.63	4.35
ϕ (%)	50	50

Her bir model için yaz ve kış koşulları olmak üzere 2 adet analiz, toplamda 90 adet analiz gerçekleştirilmiştir. 23 numaralı tasarım aynı zamanda bina üzerine uygulanmış deneysel çalışmaya konu olan fiziksel modeldir. FloEFD analizi sonucunda havalandırma modeli girişindeki $P_{iç,HAD}$, $T_{iç,HAD}$, çıkışındaki $P_{dış,HAD}$, $T_{dış,HAD}$ ve havalandırma alt kesitinden geçen minimum alt hız $v_{alt,HAD}$ belirtilmiştir. Kış koşulları altında $v_{alt,HAD}$ alt hız değerleri yaz koşullarına göre daha yüksek çıksada, en kötü şartlar altında optimum çalışan modeli bulabilmek için yaz koşullarında elde edilen daha düşük $v_{alt,HAD}$ değerleri kullanılmıştır. Ekserji yıkımı ve ekserji verimi hesaplamalarında $T_0 = 0$ °C dir. Elde edilen analiz verileri tablo 4.4 ile belirtilmektedir. Tablo 4.5 tasarım numaralarına göre yaz ve kış koşulları altında elde edilen $Q_{T,HAD}$ değerlerini belirtmektedir.

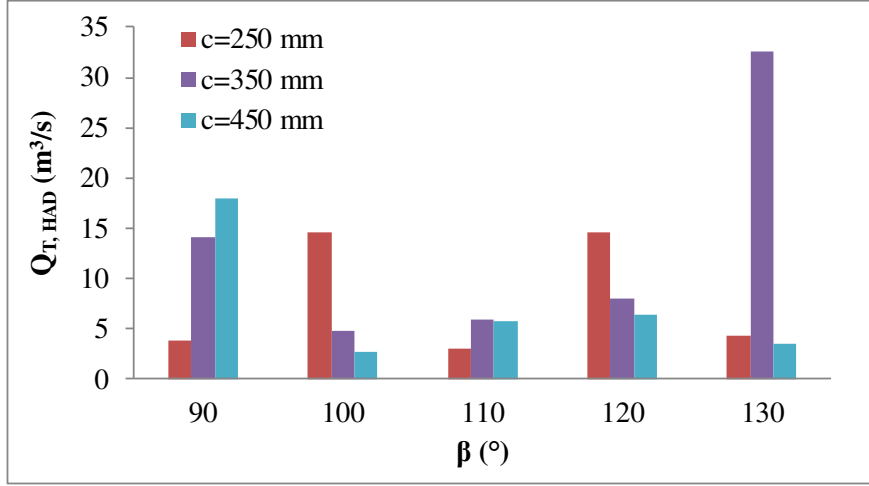
Tablo 4.4. FloEFD analiz sonuçları.

Tasarım No	Kış dönemi					Yaz Dönemi				
	$P_{iç,HAD}$ (Pa)	$P_{dış,HAD}$ (Pa)	$T_{iç,HAD}$ (° C)	$T_{dış,HAD}$ (° C)	$v_{alt,HAD}$ (m/s)	$P_{iç,HAD}$ (Pa)	$P_{dış,HAD}$ (Pa)	$T_{iç,HAD}$ (° C)	$T_{dış,HAD}$ (° C)	$v_{alt,HAD}$ (m/s)
1	93191,71	93187,5	20,041	20,052	0,537	93191,71	93187,5	20,061	20,056	0,537
2	93199,37	93199,18	20,075	20,065	1,9635	93203,81	93203,76	20,09	20,065	1,9635
3	93187,65	93176,91	20,071	20,130	2,4905	93192,66	93182,24	20,056	20,115	2,4905
4	93186,73	93177,7	20,035	20,045	2,0175	93191,65	93182,98	20,035	20,064	2,0175
5	93203,05	93196,63	20,053	20,054	0,667	93207,32	93201,06	20,060	20,051	0,667
6	93430,66	93428,86	20,052	20,056	0,38575	93426,98	93423,2	20,06	20,055	0,38575
7	93191,2	93187,46	20,052	20,056	0,414	93185,67	93179,25	20,055	20,055	0,414
8	93199,31	93183,1	20,058	20,057	0,82675	93203,85	93188,01	20,053	20,051	0,82675
9	93186,21	93179,12	20,511	20,052	0,796	93191,11	93184,28	20,064	20,057	0,796
10	93168,88	93165,26	19,850	20,680	4,52	93174,42	93170,85	20,036	20,041	4,52
11	93179,93	93173,9	20,044	20,042	1,116	93185	93179,02	20,067	20,052	1,116
12	93175,59	93163,09	20,052	20,056	0,884	93181,13	93169,02	20,064	20,052	0,884
13	93174,79	93163,92	20,054	20,056	0,592	93180,18	93169,51	20,065	20,054	0,592
14	93156,55	93144,14	20,049	20,053	1,0596	93162,65	93150,71	20,061	20,056	1,0596
15	93171,03	93157,57	20,050	20,054	0,483	93176,54	93163,7	20,063	20,057	0,483
16	93172,08	93168,56	20,057	20,078	0,9015	93177,68	93174,28	20,033	20,061	0,9015
17	93164,43	93160,96	20,056	20,057	0,656	93170,11	93166,7	20,061	20,059	0,656
18	93177,29	93169,59	20,055	20,053	0,771	93182,71	93175,21	20,067	20,052	0,771
19	93173,74	93172,44	20,055	20,056	0,488	93179,34	93178	20,062	20,057	0,488
20	93202,24	93195,86	20,058	20,057	0,684	93206,73	93200,29	20,069	20,058	0,684
21	93176,24	93164,07	20,057	20,056	2,499	93181,55	93196,76	20,068	20,054	2,499
22	93177,18	93168,75	20,050	20,052	0,985	93182,45	93174,27	20,066	20,054	0,985
23	93188,08	93179,65	20,056	20,053	1,415	93193,12	93184,81	20,066	20,052	1,415
24	93180,44	93166,8	20,056	20,053	1,895	93185,58	93172,43	20,066	20,053	1,895
25	93206,11	93194,73	20,058	20,056	0,395	93179,55	93175,15	20,068	20,056	0,395
26	93201,79	93190,04	20,056	20,052	1,289	93206,11	93194,73	20,067	20,053	1,289
27	93165,09	93161,4	20,558	20,035	1,352	93170,8	93163,3	20,068	20,056	1,352
28	93179,33	93167,61	20,035	20,054	1,689	93184,29	93173,07	20,041	20,058	1,689
29	93170,8	93161,33	20,051	20,054	1,257	93176,25	93167,14	20,067	20,052	1,257
30	93174,77	93163,2	20,042	20,058	1,985	93180,85	93169,15	20,048	20,048	1,985
31	93177,46	93175,48	20,056	20,054	0,738	93183,34	93181,27	20,0658	20,059	0,738
32	93179,29	93171,84	20,058	20,054	1,526	93184,16	93177,2	20,067	20,054	1,526
33	93178,56	93177,67	20,053	20,056	0,753	93183,87	93182,92	20,065	20,057	0,753
34	93176,16	93172,32	20,054	20,056	1,326	93181,58	93177,76	20,061	20,056	1,326
35	93182,78	93169,4	20,051	20,054	2,214	93186,05	93174,95	20,062	20,058	2,214
36	93168,08	93166,83	20,054	20,058	3,569	93244,41	91243,31	20,130	18,520	3,569
37	93173,62	93171,21	20,054	20,056	2,238	93180,52	93176,84	20,063	20,058	2,238
38	93172,08	93167,84	20,053	20,057	1,523	93178,23	93173,97	20,061	20,056	1,523
39	93170,88	93165,62	20,052	20,068	2,965	93176,52	93171,22	20,064	20,068	2,965
40	93175,58	93171,18	20,056	20,053	1,442	93180,77	93176,58	20,068	20,053	1,442
41	93144,17	93132,79	20,059	20,053	3,164	93150,62	93139,97	20,064	20,049	3,164
42	93171,98	93167,14	20,052	20,057	2,261	93177,4	93172,85	20,061	20,054	2,261
43	93181,24	93167,32	20,058	20,056	2,265	93186,3	93172,86	20,064	20,052	2,265
44	93161,57	93160,91	20,056	20,052	0,652	93166,81	93167,41	20,066	20,053	0,652
45	93432,07	93420,71	20,054	20,048	2,321	93427,95	93416,99	20,068	20,045	2,321

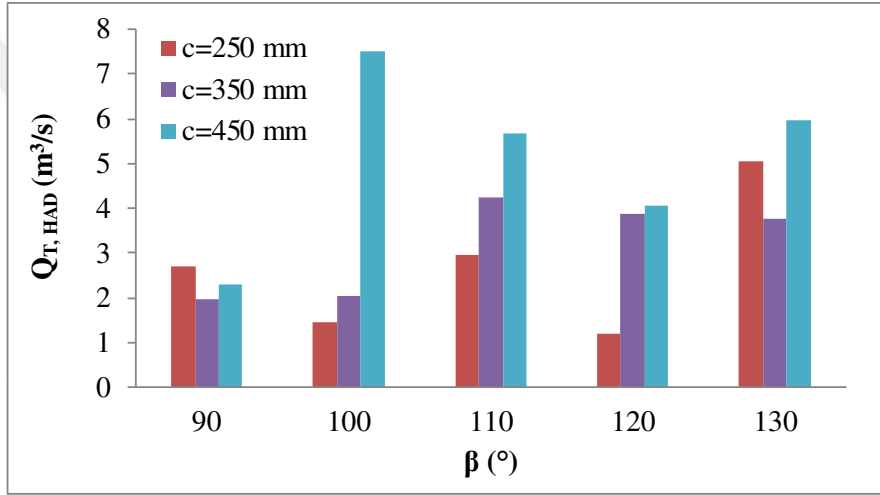
Tablo 4.5. Yaz ve kış koşulları için $Q_{T,HAD}$ değerleri.

	Yaz Koşulları	Kış Koşulları		Yaz Koşulları	Kış Koşulları
Tasarım No	$Q_{T,HAD}$ (m ³ /s)	$Q_{T,HAD}$ (m ³ /s)	Tasarım No	$Q_{T,HAD}$ (m ³ /s)	$Q_{T,HAD}$ (m ³ /s)
1	3,87	3,87	24	5,69	5,69
2	14,14	14,14	25	1,19	1,19
3	17,93	17,93	26	3,87	3,87
4	14,53	14,53	27	4,06	4,06
5	4,80	4,80	28	5,07	5,07
6	2,78	2,78	29	3,77	3,77
7	2,98	2,98	30	5,96	5,96
8	5,95	5,95	31	1,33	1,33
9	5,73	5,73	32	2,75	2,75
10	32,54	32,54	33	1,36	1,36
11	8,04	8,04	34	2,39	2,39
12	6,36	6,36	35	3,99	3,99
13	4,26	4,26	36	6,42	6,42
14	7,63	7,63	37	4,03	4,03
15	3,48	3,48	38	2,74	2,74
16	2,70	2,70	39	5,34	5,34
17	1,97	1,97	40	2,60	2,60
18	2,31	2,31	41	5,70	5,70
19	1,46	1,46	42	4,07	4,07
20	2,05	2,05	43	4,08	4,08
21	7,50	7,50	44	1,17	1,17
22	2,96	2,96	45	4,18	4,18
23	4,25	4,25		5,69	5,69

Tablo 4.5 ile belirtilen boyutsal değişimlerin $Q_{T,HAD}$ değerlerine etkisi aynı zamanda grafiksel olarak belirtilmektedir. Grafik 4.10 kış koşullarında a boyutsal parametresinin 1200 mm, β açısının sırası ile 90^0 , 100^0 , 110^0 , 120^0 , 130^0 derece ve c boyutsal parametresinin sırası ile 250 mm, 350 mm ve 450 mm olduğu durumdaki $Q_{T,CFD}$ değerlerini belirtmektedir. Grafik 4.11 yaz koşullarında a boyutsal parametresinin 1200 mm, β açısının 90^0 , 100^0 , 110^0 , 120^0 , 130^0 ve c boyutsal parametresinin sırası ile 250 mm, 350 mm ve 450 mm olduğu durumdaki $Q_{T,HAD}$ değerlerini belirtmektedir.

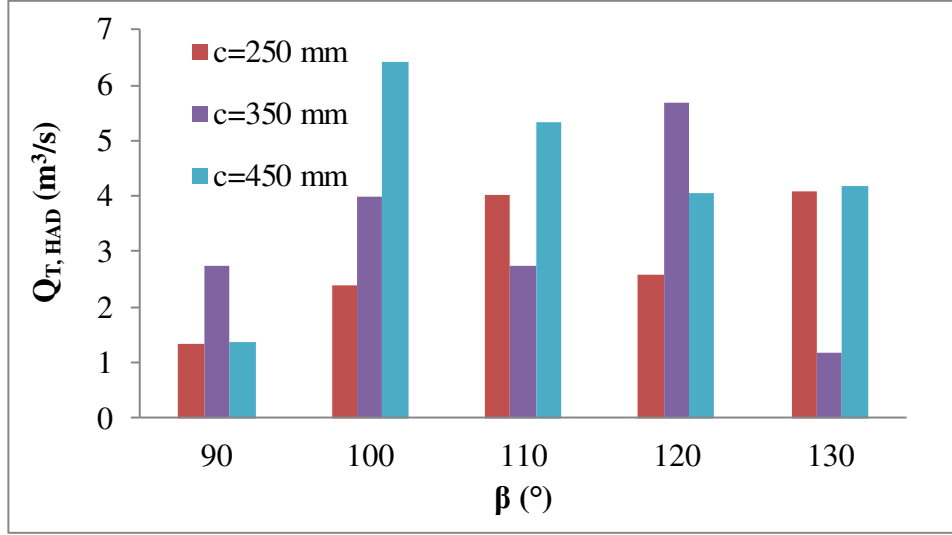


Grafik 4.10. Kış koşullarında a 1200 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri.

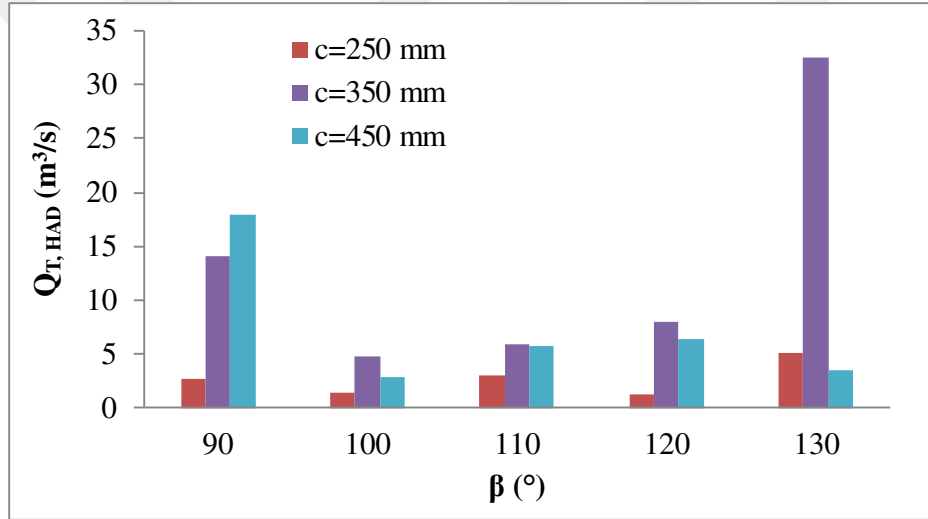


Grafik 4.11. Yaz koşullarında a 1200 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri.

Grafik 4.12 kış koşullarında a boyutsal parametresinin 500 mm, β açısının sırası ile 90^0 , 100^0 , 110^0 , 120^0 , 130^0 derece ve c boyutsal parametresinin sırası ile 250 mm, 350 mm ve 450 mm olduğu durumdaki $Q_{T,HAD}$ değerlerini belirtmektedir. Grafik 4.13 yaz koşullarında a boyutsal parametresinin 500 mm, β açısının 90^0 , 100^0 , 110^0 , 120^0 , 130^0 ve c boyutsal parametresinin sırası ile 250 mm, 350 mm ve 450 mm olduğu durumdaki $Q_{T,HAD}$ değerlerini belirtmektedir.

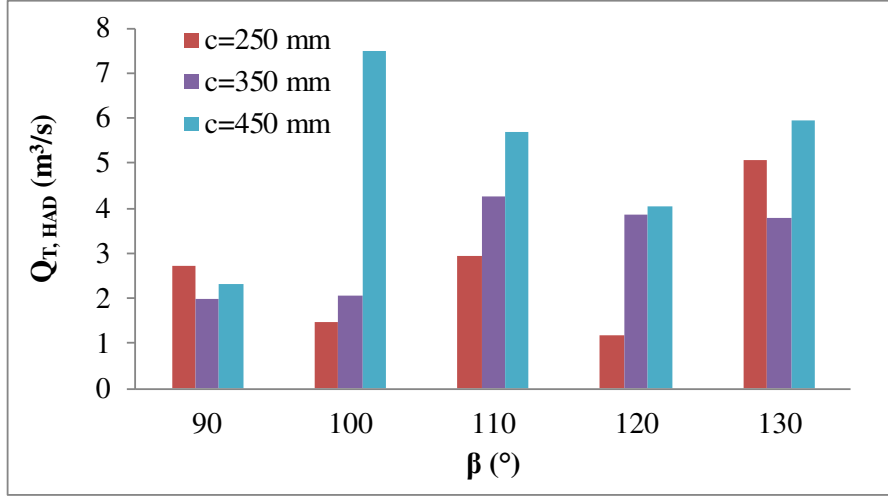


Grafik 4.12. Kış koşullarında a 500 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri.

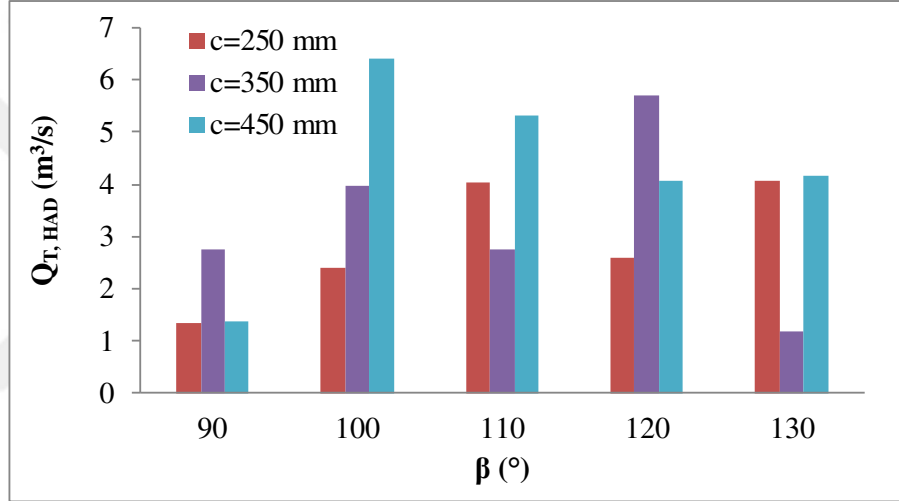


Grafik 4.13. Yaz koşullarında a 500 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri.

Grafik 4.14 kış koşullarında a boyutsal parametresinin 350 mm, β açısının sırası ile 90° , 100° , 110° , 120° , 130° derece ve c boyutsal parametresinin sırası ile 250 mm, 350 mm ve 450 mm olduğu durumdaki $Q_{T,HAD}$ değerlerini belirtmektedir. Grafik 4.15 yaz koşullarında a boyutsal parametresinin 350 mm, β açısının 90° , 100° , 110° , 120° , 130° ve c boyutsal parametresinin sırası ile 250 mm, 350 mm ve 450 mm olduğu durumdaki $Q_{T,HAD}$ değerlerini belirtmektedir.

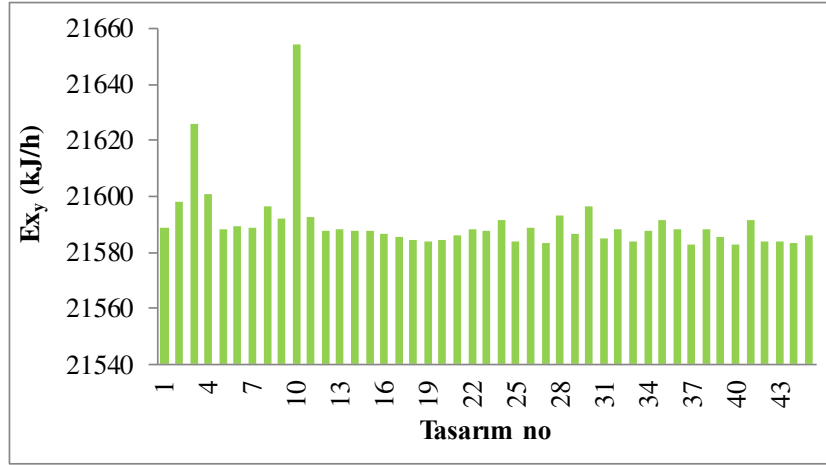


Grafik 4.14. Kış koşullarında a 350 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri.

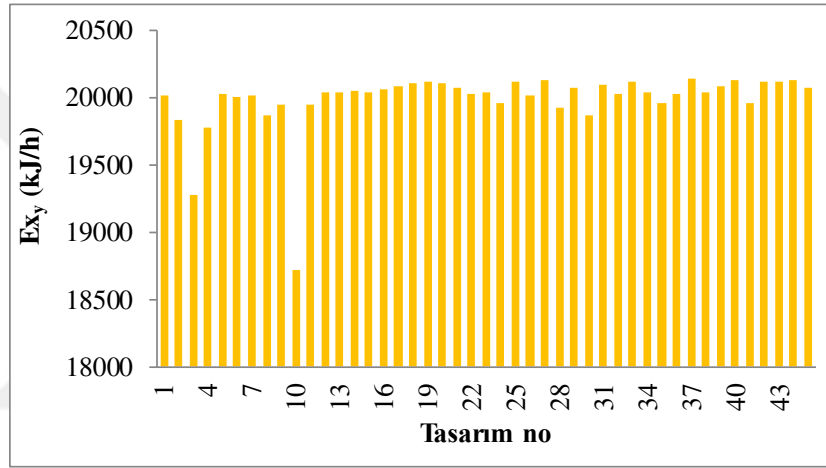


Grafik 4.15. Yaz koşullarında a 350 mm olduğu durumda $Q_{T,HAD}$ değerleri.

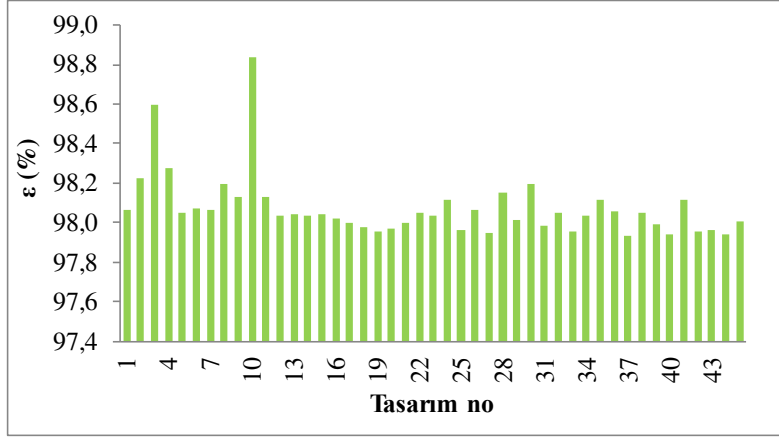
Yaz ve kış koşullarında $Q_{T,HAD}$ değerlerinin belirlenmesi ile Ex_y ekserji yıkım değerleri ve ekserji verimlerinde her bir tasarım için belirlenmiştir. Grafik 4.16 yaz koşulları altında tasarım modellerinin sahip olduğu Ex_y ekserji yıkımı değerlerini grafiksel olarak belirtmektedir. Grafik 4.17 kış koşulları altında tasarım modellerinin sahip olduğu Ex_y ekserji yıkımı değerlerini grafiksel olarak belirtmektedir. Bununla birlikte Grafik 4.18 ve Grafik 4.19 ile tasarımların yaz ve kış koşulları altındaki ekserji verimleri grafiksel olarak belirtilmiştir.



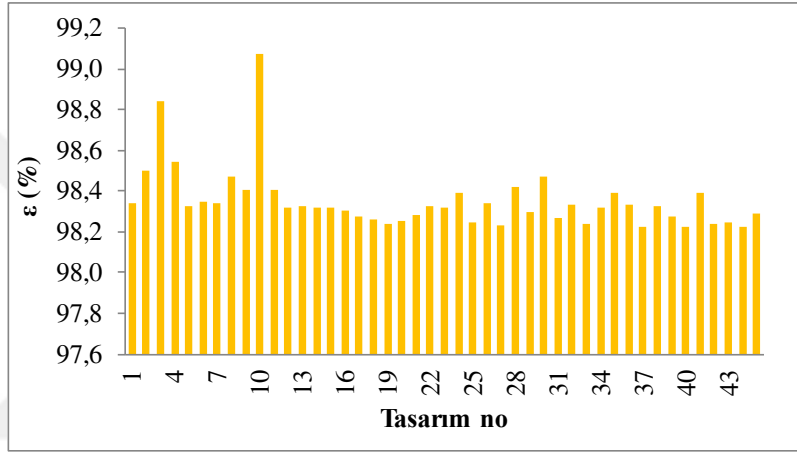
Grafik 4.16. Yaz koşulları altında Ex_y değerleri.



Grafik 4.17. Kış koşulları altında Ex_y değerleri.



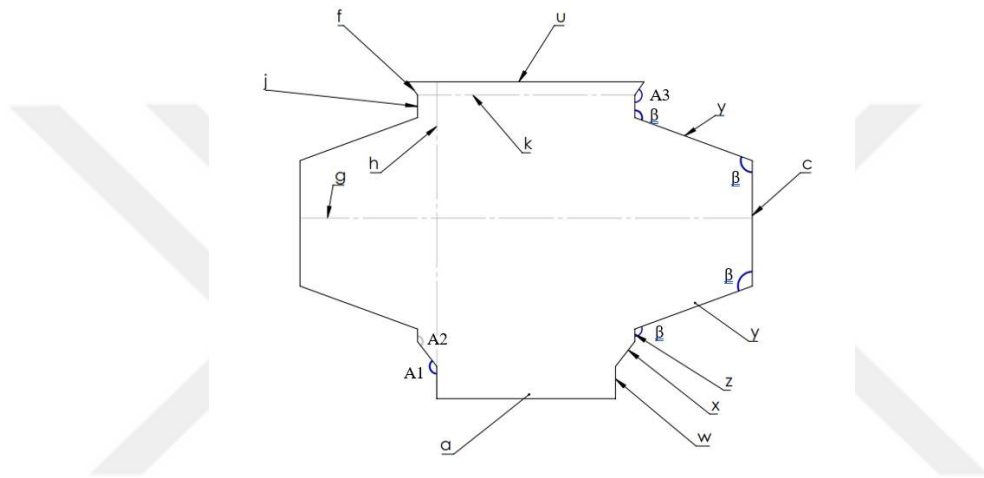
Grafik 4.18. Yaz koşulları altında doğal havalandırma tasarımlarının sahip olduğu ε değerleri.



Grafik 4.19. Kış koşulları altında doğal havalandırma tasarımlarının sahip olduğu ε değerleri.

4.5.Ekonomik Analiz ve Çevresel Değerlendirme Sonuçları.

Oluşturulan tasarımların boyutsal değişimleri şematik olarak şekil 4.1 ve tablo 4.7 ile aşağıda belirtilmiştir. Tasarım ölçülerindeki bu değişimler iskelet yapısında kullanılan boru, galvaniz sac, kaynak teli miktarına etki etmektedir. Tablo 4.6'deki ölçüler baz alınarak her bir tasarım için gerekli olan ilk yatırım maliyeti M_{ilk} ve V_{bina} 130,165 m³ hacmini minum performans altında saatte en az 1 kez havalandırmak için gerekli N_{DHS} doğal havalandırma sistemi adetleri tablo 4.7 ile belirtilmektedir.



Şekil 4.1. Tasarımların sahip olduğu boyutsal parametreler ön görünüm.

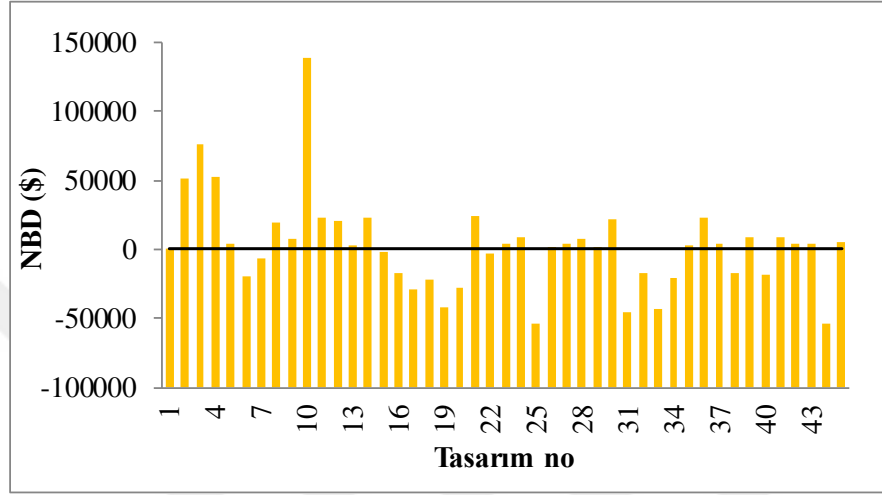
Tablo 4.6. Tasarımların boyutsal değişimleri.

Tasarım	a (mm)	L (mm)	c (mm)	β (°)	h (mm)	g (mm)	k (mm)	U (mm)	y (mm)	z (mm)	x (mm)	w (mm)	A1 (°)	A2 (°)	A3 (°)	j (mm)	f (mm)
1	1200	6000	250	90	544.21	2008.36	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
2	1200	6000	350	90	644.21	2008.36	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
3	1200	6000	450	90	744.21	2008.36	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
4	1200	6000	250	100	665.76	1997.72	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
5	1200	6000	350	100	765.76	1997.72	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
6	1200	6000	450	100	865.76	1997.72	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
7	1200	6000	250	110	783.62	1966.14	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
8	1200	6000	350	110	863.62	1966.14	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
9	1200	6000	450	110	983.62	1966.14	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
10	1200	6000	250	120	894.21	1914.57	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
11	1200	6000	350	120	994.21	1914.57	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
12	1200	6000	450	120	1094.21	1914.57	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
13	1200	6000	250	130	994.16	1884.59	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
14	1200	6000	350	130	1094.16	1884.59	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
15	1200	6000	450	130	1194.16	1884.59	1308.36	1359.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
16	500	6000	250	90	544.21	1308.36	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
17	500	6000	350	90	644.21	1308.36	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
18	500	6000	450	90	744.21	1308.36	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
19	500	6000	250	100	655.76	1297.72	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
20	500	6000	350	100	755.76	1297.72	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
21	500	6000	450	100	855.76	1297.72	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
22	500	6000	250	110	783.61	1264.14	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
23	500	6000	350	110	883.62	1264.14	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
24	500	6000	450	110	983.62	1264.14	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
25	500	6000	250	120	894.21	1214.57	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
26	500	6000	350	120	994.21	1214.57	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
27	500	6000	450	120	1094.21	1214.57	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
28	500	6000	250	130	994.16	1144.59	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
29	500	6000	350	130	1094.16	1144.59	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
30	500	6000	450	130	1194.16	1144.59	608.36	659.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
31	300	6000	250	90	544.20	1108.36	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
32	300	6000	350	90	644.20	1108.36	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
33	300	6000	450	90	744.20	1108.36	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
34	300	6000	250	100	665.76	1097.72	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
35	300	6000	350	100	765.76	1097.72	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
36	300	6000	450	100	865.86	1097.72	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
37	300	6000	250	110	783.62	1066.14	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
38	300	6000	350	110	883.62	1066.14	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
39	300	6000	450	110	983.62	1066.14	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
40	300	6000	250	120	894.21	1014.57	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
41	300	6000	350	120	994.21	1014.57	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
42	300	6000	450	120	1094.21	1014.57	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
43	300	6000	250	130	994.16	994.59	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
44	300	6000	350	130	1094.16	994.59	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45
45	300	6000	450	130	1194.16	994.59	408.36	459.98	350	35	88	90	142	142	145	63	45

Tablo 4.7. Gerekli M_{ilk} yatırım maliyetleri ve N_{DHS} doğal havalandırma sistemi adetleri.

Tasarım	N_{DHS}	M_{boru} (\$)	M_{gs} (\$)	M_k (\$)	M_{cat} (\$)	M_v (\$)	M_h (\$)	M_{ilk} (\$)
1	29	7912,18	9151,29	3333,94	4397,85	1204,66	2599,99	23399,93
2	8	2201,52	2642,85	927,65	1213,2	1204,66	818,99	7370,89
3	7	1942,82	2105,37	818,64	1061,55	1204,66	713,31	6419,75
4	8	2182,67	2524,50	919,71	1213,2	1204,66	804,47	7240,26
5	23	6329,37	7598,19	2666,99	3487,95	1204,66	2128,72	19158,45
6	40	11101,84	12030,70	4677,96	6066	1204,66	3508,12	31573,05
7	38	10367,69	11991,35	4368,61	5762,7	1204,66	3369,50	30325,51
8	19	5228,61	6276,77	2203,17	2881,35	1204,66	1779,46	16015,10
9	20	5550,92	6015,35	2338,98	3033	1204,66	1814,29	16328,62
10	4	1091,34	1262,25	459,85	606,6	1204,66	462,47	4162,23
11	14	3852,66	4624,99	1623,39	2123,1	1204,66	1342,88	12085,92
12	18	4995,83	5413,82	2105,08	2729,7	1204,66	1644,91	14804,18
13	26	7093,68	8204,61	2989,05	3942,9	1204,66	2343,49	21091,41
14	15	4127,85	4955,34	1739,34	2274,75	1204,66	1430,19	12871,75
15	32	8881,47	9624,56	3742,37	4852,8	1204,66	2830,59	25475,28
16	41	10509,99	10241,85	4428,57	6217,65	1204,66	3260,27	29342,46
17	57	14745,75	15081,95	6213,38	8644,05	1204,66	4588,98	41300,82
18	48	12530,56	11280,34	5279,98	7279,2	1204,66	3757,47	33817,27
19	76	19481,94	18984,90	8209,06	11525,4	1204,66	5940,60	53465,37
20	54	13969,66	14288,16	5886,36	8189,1	1204,66	4353,79	39184,15
21	15	3915,80	3525,11	1649,99	2274,75	1204,66	1257,03	11313,28
22	38	9740,97	9492,45	4104,53	5762,7	1204,66	3030,53	27274,78
23	26	6726,13	6879,49	2834,18	3942,9	1204,66	2158,74	19428,62
24	20	5221,07	4700,14	2199,99	3033	1204,66	1635,89	14722,98
25	94	24096,08	23481,32	10153,31	14255,1	1204,66	7319,05	65871,43
26	29	7502,22	7673,27	3161,20	4397,85	1204,66	2393,92	21545,28
27	28	7309,50	6580,20	3079,99	4246,2	1204,66	2242,05	20178,49
28	22	5639,51	5495,63	2376,31	3336,3	1204,66	1805,24	16247,17
29	30	7760,92	7937,87	3270,20	4549,5	1204,66	2472,32	22250,84
30	19	4960,02	4465,13	2089,99	2881,35	1204,66	1560,12	14041,04
31	84	21136,85	19405,06	8906,39	12738,6	1204,66	6339,16	57052,40
32	41	10413,39	10078,08	4387,87	6217,65	1204,66	3230,17	29071,49
33	82	21019,98	17729,90	8857,15	12435,3	1204,66	6124,70	55122,30
34	47	11826,57	10857,59	4983,34	7127,55	1204,66	3599,97	32399,74
35	28	7111,59	6882,59	2996,59	4246,2	1204,66	2244,16	20197,47
36	18	4614,14	3891,93	1944,25	2729,7	1204,66	1438,47	12946,22
37	28	7045,62	6468,35	2968,80	4246,2	1204,66	2193,36	19740,26
38	41	10413,39	10078,08	4387,87	6217,65	1204,66	3230,17	29071,49
39	21	5383,17	4540,58	2268,29	3184,65	1204,66	1658,14	14923,22
40	43	10820,05	9933,54	4559,22	6520,95	1204,66	3303,84	29734,59
41	20	5079,70	4916,14	2140,42	3033	1204,66	1637,39	14736,54
42	28	7177,56	6054,11	3024,39	4246,2	1204,66	2170,69	19536,23
43	28	7045,62	6468,35	2968,80	4246,2	1204,66	2193,36	19740,26
44	95	24128,59	23351,65	10167,01	14406,75	1204,66	7325,87	65932,81
45	27	6921,21	5837,89	2916,38	4094,55	1204,66	2097,47	18877,23

İlk yatırım maliyetlerinin ve N_{DHS} adetlerinin belirlenmesi ile 45 farkı tasarımın sahip olduğu NBD değerleri hesaplanmış olup, tasarım modelleri ve NBD arasındaki değişim belirlenmiştir. Grafik 4.20 tasarım modellerine göre NBD değerlerinin dolar cinsinden değişimini göstermektedir. Bu çalışmada 1 \$=15,44 TL alınmıştır (tcmb.gov.tr, 2022).



Grafik 4.20. Tasarım modellerine göre NBD değişimleri.

45 farklı tasarlanan modelden herhangi birinin tüm binaya kurulumu ile bina içi hacmindeki havanın saatte bir kez sirkülasyonu hedeflendiğinden, tüm tasarımların sağlayacağı fayda, aynı bina hacmi için zorlanmış akışlı bir sistemin tüketeceği enerjinin karşılığı olarak belirlenmektedir.

Bina içerisindeki yıllık toplam çalışma 8760 saattir. Bu çalışma süresince alternatif bir zorlanmış akışlı havalandırma sistemin tüketeceği elektrik maliyetinin karşılığı elde edilen fayda olmaktadır, bu alternatif sistem eğer endüstriyel binaya doğal havalandırma sistemi uygulanmamış olsa idi geta marka 1.1 kw 1000 d/d 380V trifaze havalandırma fanı uygulaması ön görülmektedir (GETA GVAK-6306,2023). 20 yıllık kullanım süreci içerisindeki tasarımların sağladığı havalandırmaya göre elektriksel kazanç karşılığı Tablo 4.8 ile aşağıda belirtilmiştir. 20 yıllık süreç için birim elektrik maliyeti sabit kabul edilmiştir.

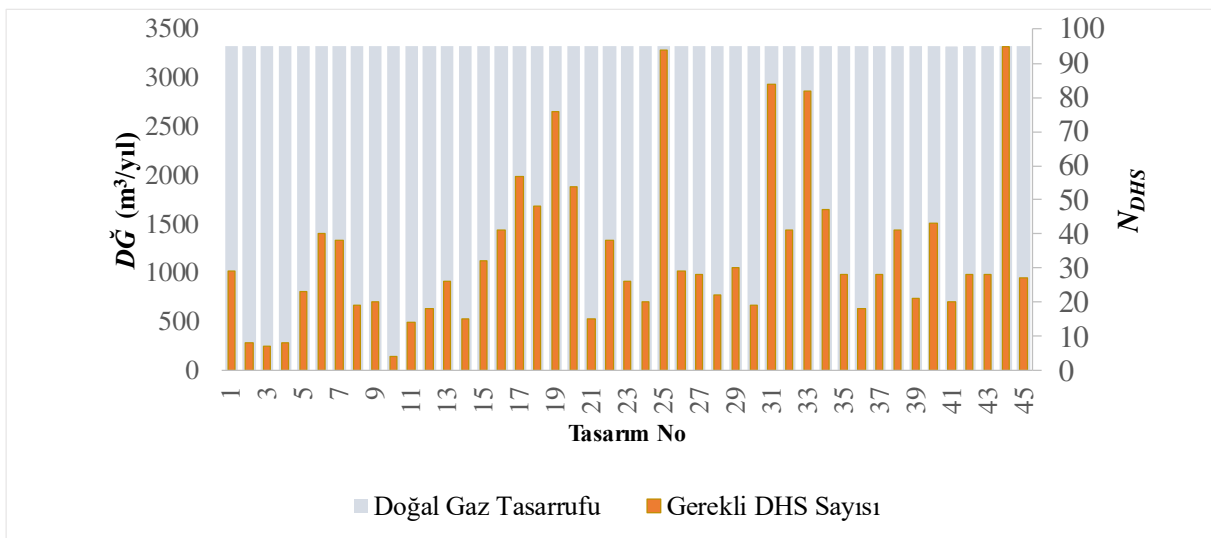
Tablo 4.8. Elektriksel olarak sağlanan fayda.

Tasarım	Bugün (\$)	5 (\$)	10 (\$)	15 (\$)	20 (\$)
1	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
2	9361,40	9361,40	9361,40	9361,40	9361,40
3	13105,96	13105,96	13105,96	13105,96	13105,96
4	9361,40	9361,40	9361,40	9361,40	9361,40
5	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
6	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
7	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
8	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84
9	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
10	22467,36	22467,36	22467,36	22467,36	22467,36
11	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84
12	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84
13	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
14	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84
15	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
16	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
17	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
18	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
19	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
20	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
21	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84
22	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
23	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
24	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
25	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
26	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
27	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
28	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
29	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
30	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84
31	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
32	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
33	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
34	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
35	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
36	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84	5616,84
37	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
38	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
39	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
40	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
41	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
42	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
43	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56
44	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28	1872,28
45	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56	3744,56

Çalışmaya konu olan binanın bulunduğu Bozüyük Organize Sanayi Bölgesi elektrik tedarikini doğal gaz elektrik çevrim santralinden sağlamaktadır. Zorlanmış akışlı bir sistem yerine doğal havalandırma sistemi kurulumu daha az elektrik tüketilmesine neden olmaktadır. Doğal havalandırma ile binanın saatte bir kez havalandırılması sonucu elektriksel olarak sağlanan tasarrufun doğal gaz karşılığı olan emisyon geri kazanım değerleri aşağıda Tablo 4.9 ile belirtilmektedir. Doğal havalandırma sistemi herhangi bir açılıp kapanma fonksiyonu olmadığından havalandırma 8760 mesai saati çalışmaya devam etmektedir. Bu yüzden sağlanan kazanımlar 8760 mesai saati üzerinden yıllık olarak hesaplanmıştır. Doğal gaz çevrim santralinin verimi % 38 kabul edilmiştir (Karağaç vd., 2018: 319-325). Grafik 4.21 doğal havalandırma sistemi olmasa idi kullanılacak zorlanmış akışlı sistem (GETA GVAK-6306,2023) ile tümüyle saatte 1 kez, 8760 mesai saati havalandırılması sonucu, % 38 santral verimine sahip olan doğal gaz elektrik santralinden sağlanan faydaya göre, tasarım modelleri, N_{DHS} ve doğal gaz tasarrufu arasındaki değişimi belirtmektedir.

Tablo 4.9. Doğal gaz emisyon kazanım değerleri.

Kazanım	Birim	Yıllık	Kullanım Ömrü
Doğal gaz	m ³	3,325.35	66,507.03
Elektrik	GWh	0.0345	5,748.10
CO ₂	ton	287.40	0,69
CO	ton	0.034	100.47
NO ₂	ton	5.02	25.16
NO	ton	1.25	5,748.10



Grafik 4.21. Tasarım modeli, N_{DHS} ve doğal gaz tasarrufu arasındaki değişimi.

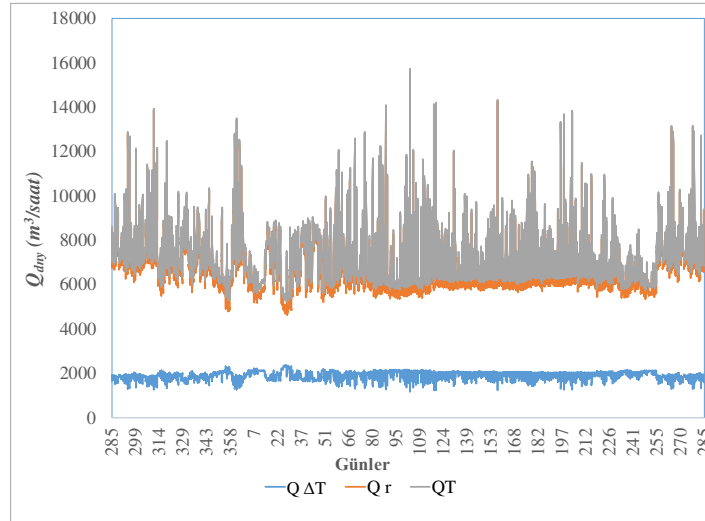
5.SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuç

Tez çalışmasına konu olan endüstriyel fabrika binası için oluşturulan fiziksel model pilot olarak uygulanmış ve deneysel analiz ile incelenmiştir. Deneysel analiz için binaya uygulanan model oluşturulan 45 farklı tasarımın arasında 23.tasarım olmaktadır. Diğer 44 adet doğal havalandırma sistemi tasarımı 23.tasarımın boyutsal parametrelerinin değiştirilmesi ile elde edilmiştir. Hali hazırda firma bünyesinde 23.tasarımın mekanik iskelet alt yapısı olduğu için 23.tasarım fiziksel model olarak uygulanmıştır.

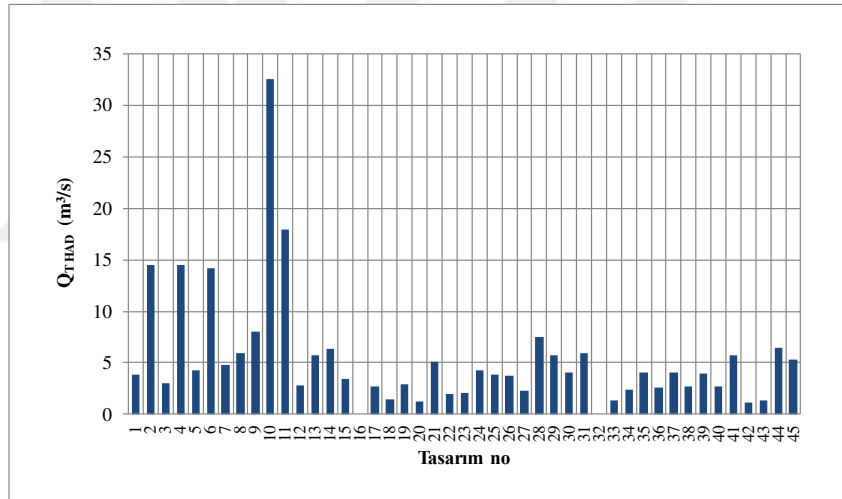
Deneysel analizin 12.10.2021- 12.10.2022 tarihleri arasında gerçekleştirilmesi ile binanın bulunduğu coğrafi konumdaki $T_{iç}$, $T_{dış}$, $P_{iç}$, $P_{dış}$, v_r ve ϕ değerleri saatlik olarak kesintisiz ölçümlenmiş ve kayıt altına alınmıştır. Ölçümler süresinde $T_{iç}$ değerlerinin $T_{dış}$ değerinden, $P_{iç}$ değerlerinin $P_{dış}$ değerinden yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sonucunda deneysel modelde sıcaklık farkı kaynaklı $Q_{\Delta T}$ ve rüzgâra bağlı basınç farkı kaynaklı Q_r havalandırma debilerinin ölçüm süresi boyunca elde edildiği görülmüştür.

Deneysel model binanın bulunduğu iklim ve coğrafya koşulları altında her daim havalandırma sağlamıştır. Deneysel modelin sağladığı genel havalandırma debisi $Q_{T,dny}$ bir yıllık ölçüm periyodu için saatlik olarak hesaplanmış olup Grafik 5.1 ile ölçüm periyodu boyunca değişimi belirtilmektedir.



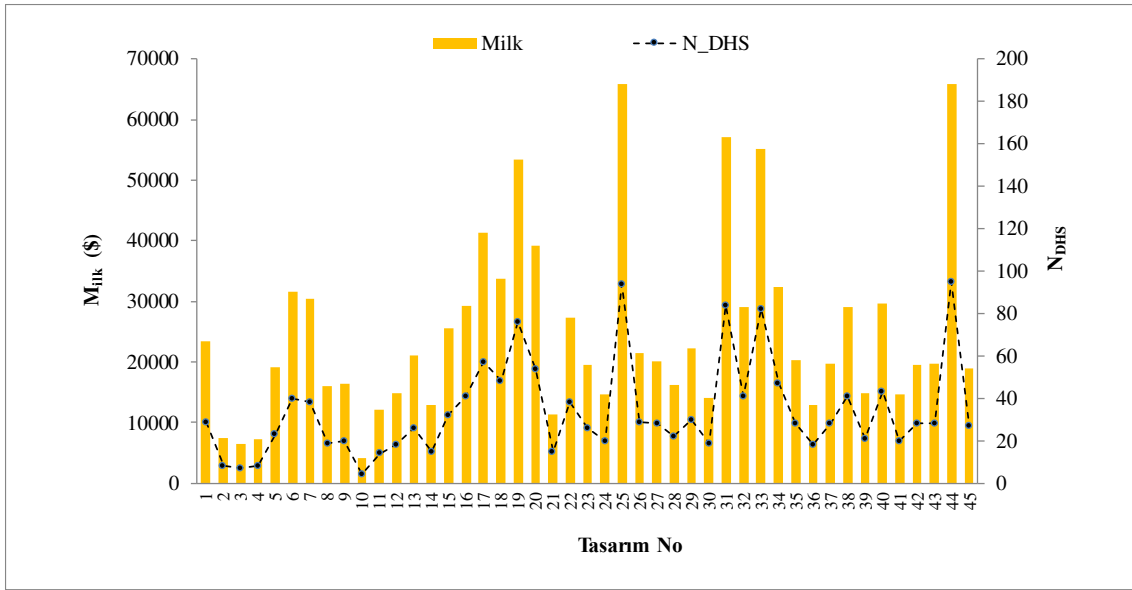
Grafik 5.1. Deneysel modelin ölçüm periyodu boyunca sağladığı $Q_{T,dny}$ havalandırma debileri.

Grafik 5.1 de görüldüğü üzere $Q_{r,dny}$, $Q_{\Delta T,dny}$ ve $Q_{T,dny}$ değerleri saatlik olarak farklılıklar göstermektedir. Bunun en temel nedeni değişen dış ortam sıcaklığı, nem, üretime bağlı olarak iç ortam sıcaklığındaki değişimler ve rüzgâr hızındaki değişimlerdir. Kış periyodunda dış sıcaklık değerleri daha düşük, nem ve rüzgâr değerleri daha yüksek olduğundan Grafik 5.1 de kış periyodunda havalandırma miktarlarının daha fazla olduğu görülmektedir. Deneysel verilerin elde edilmesi ve FloEFD yazılımında deneysel modelin HAD analiz sonucunda, deneysel ve HAD verilerinin validasyonu ile deneysel çalışma doğrulanmıştır. Tekno ekonomik ve çevresel açıdan en optimum doğal havalandırma tasarım modelini belirlemek için oluşturulan 45 farklı tasarım modeli için HAD analizi gerçekleştirilmiştir. HAD analizi sonucunda tasarlanmış her bir model için $Q_{T,HAD}$ havalandırma debi miktarı belirlenmiş olup, Grafik 5.2 ile belirtilmektedir ayrıca minimal şartlar altında bina hacmini saatte bir kez olmak üzere havalandırmak için gerekli N_{DHS} sayıları belirlenmiştir.



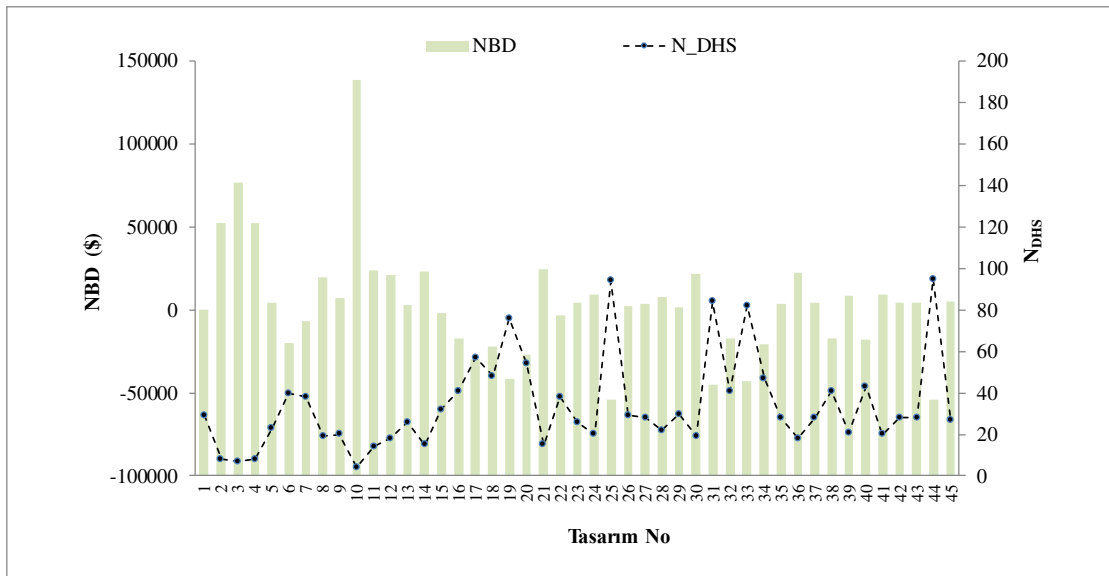
Grafik 5.2. Tasarımlara göre $Q_{T,HAD}$ değerleri.

Grafik 5.2 ye göre sırası ile 10, 3 ve 2 numaralı tasarımlar yüksek $Q_{T,HAD}$ değerlerine sahiptir. 10.tasarım 32,54 m³/s $Q_{T,HAD}$ değerine, 3.tasarım 17.93 m³/s $Q_{T,HAD}$ değerine ve 2. tasarım 14.52 m³/s $Q_{T,HAD}$ değerine sahiptir. 10. tasarım 45 model içerisinde, aynı zamanda deneysel çalışmaya konu olan 23.tasarımda dahil olmak üzere en yüksek havalandırma debisini, en düşük performans altında sağlamaktadır. $Q_{T,HAD}$ değerleri için gerekli N_{DHS} adetlerine dayalı olarak tasarımlar için M_{ilk} yatırım maliyetleri dolar cinsinden hesaplanmış ve tasarımların 20 yıllık kullanım ömürlerine göre NBD değerleri dolar olarak belirlenmiştir. Grafik 5.3 tasarım numaralarına göre M_{ilk} değerlerini ve N_{DHS} adetlerini belirtmektedir. Grafik 5.4 tasarım numaralarına göre NBD değerlerini belirtmektedir.



Grafik 5.3. Tasarım numaralarına göre M_{ilk} ve N_{DHS} değerleri.

Grafik 5.3 de görüldüğü üzere bazı tasarımların boyutsal değişimlerden ötürü sağladıkları havalandırma debisi düşük olduğundan , yüksek adette uygulama gerektirmektedir. Uygulama adetinin yükselmesi, ayrıca boyutsal değişimlerden meydana gelen tüketilen malzeme miktarı ve gerekli işçilikteki değişim M_{ilk} yatırım maliyetini yükseltmektedir. Örneğin 25. tasarımın M_{ilk} yatırım maliyetinin en yüksek değer olmasının sebebi birim maliyetinin ve N_{DHS} adetinin yüksek olmasıdır.

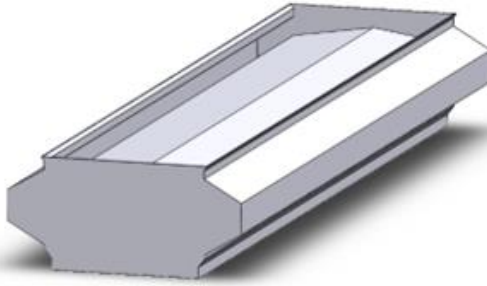


Grafik 5.4. Tasarım numaralarına göre NBD ve N_{DHS} değerleri.

Grafik 5.4 de görüldüğü üzere yüksek NBD değerinden düşük NBD değerine sırası ile sıralandığında 10, 3 ve 2 tüm havalandırma modelleri arasında aynı faydayı daha yüksek NBD değerine sahip olarak sağlayan NBD değeri en yüksek 3 tasarımıdır. Tasarım 10, 3 ve 2 için sırası ile M_{ilk} yatırım maliyetleri ve NBD değerleri 4,162.22 \$, 7,379.89 \$, 6,419.74 \$ ve 138,437.95 \$, 76,763.69 \$, 52,045.85 \$ olmaktadır. Deneyisel çalışma ve pilot uygulama yapılan tasarım 23 ise 9,043.72 \$ ile NBD değeri açısından bu üç tasarıma göre daha düşük bir NBD değerine sahiptir.

Bina hacmini saatte bir kez havalandırmak için 10 numaralı tasarımın N_{DHS} değeri 4 adet, 3 numaralı tasarımın N_{DHS} değeri 7 adet ve 2 numaralı tasarımın N_{DHS} değeri 8 adet olmaktadır. NBD değeri en yüksek olan 10. tasarım optimum model olarak kabul edilmiştir ancak NBD değerleri arasındaki fark göz ardı edilir ise 3.ve 2. tasarımlarda uygulanabilir.

Şekil 5.1 NBD değeri en yüksek olan 10 numaralı tasarımın 3D model görünümü belirtmektedir. Tasarım 10 için detaylı maliyetler ve NBD değeri tablo 5.1 ile aşağıda belirtilmiştir.



Şekil 5.1. 10 numaralı tasarım 3D model görünümü.

Tablo 5.1. 10 numaralı tasarım maliyetleri ve NBD değeri (\$).

	Yıl				
	Günümüz	5	10	15	20
Yatırım					
Borulama	-1,091.34				
Saç	-1,262.25				
Kaynak	-459.85				
İşçilik Montaj	-606.6				
Vinç	-1,204.66				
Toplam	-4,624.69				
İşletme ve Bakım Maliyeti		23.12	23.12	23.12	23.12
Elektriksel Kazanım		22,467.36	22,467.36	22,467.36	22,467.36
Hurda	462.47	462.47	462.47	462.47	462.47
İskonto Oranı (14.75%)	1.00	0.50	0.16	0.12	0.06
Kümülatif Nakit Akışı	-4,162.22	71,599.79	109,679.02	128,818.26	138,437.95
Bugünkü Değer	4,162.22	11,292.45	5,675.77	2852.73	1433.83
NBD	138,437.95				

10 numaralı tasarım yaz ve kış koşullarında %98.83 ve %99.07 ekserji verimine sahiptir, aynı zamanda 10 numaralı tasarım 45 tasarım arasında yaz koşulları altında en yüksek ekserji verim değerlerinede sahiptir. En düşük ekserji verimi 37 numaralı tasarım ile yaz koşulları altında %97.94 elde edilmiştir. Deneysel çalışmaya konu olan 23.tasarım için yaz koşullarında %98.04, kış koşullarında %98.32 ekserji verimi hesaplanmıştır. Buna ek NBD değerleri en yüksek 2. ve 3. olan sırası ile 3 numaralı ve 2 numaralı tasarım yaz koşullarında %98.60 ve %98.23 ekserji verimine , kış koşullarında %98.84 ve 98.50 ekserji verimine sahiptir.

10 numaralı tasarımın uygulanması ile kullanım süresince dolaylı olarak yıllık 287.11 ton CO₂, 0.034 ton CO, 5.2 ton NO₂ ve 1.25 ton NO emisyonlarının salınımı önlenecektir. Buna ek olarak iç hava kalitesinin iyileşmesi ile bina içerisindeki çalışan sağlığı ve konforu çevreci bir yol ile arttırılacağından, yapılan bu çalışma ülke sanayisi için iyi bir örnek olmaktadır.

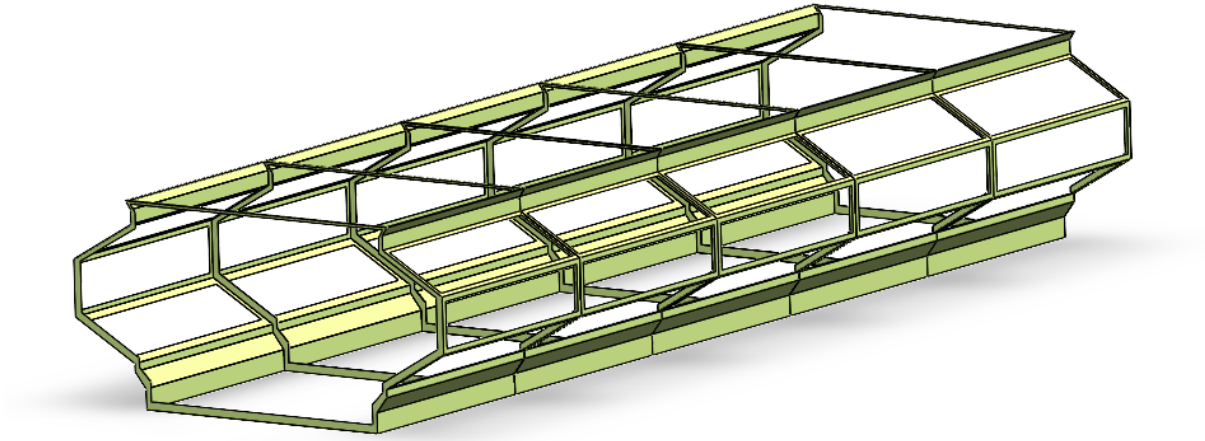
5.2. Öneriler

Bu çalışmada deneysel olarak uygulanmış olan 23.tasarım firmanın teknik imkanlarına bağlı olarak geleneksel bir konstrüksiyon ile üretilmiştir, ayrıca bu çalışmada statik analiz gerçekleştirilmemiştir. 10 numaralı tasarım ve diğer 43 farklı tasarımın maliyet hesaplamaları içinde kaynaklı boru ana şase ve 1.5 mm galvaniz sac kaplama kullanımı ön görülmüştür. Ancak günümüz endüstrisinde gelişen malzeme çeşitleri ve fason imalat yöntemleri ile doğal havalandırma sisteminin ilk yatırım maliyetinin daha düşük olarak üretilmesi söz konusudur. Gelişen lazer kesim ve CNC press şekillendirme imkanları ile sac büküm köşebent şase ve tümüyle sacdan imalat doğal havalandırma sistemi üretmekte mümkündür.

Optimum model olan 10 numaralı tasarımın tümüyle kaynaklı bir boru şaseye sahip olmaksızın firma bünyesinde bulunmayan fason üretim teknolojileri lazer kesim, CNC press şekillendirme ve civatalı birleştirme ile üretilmiş alternatif hali aşağıda Şekil 5.2 ile belirtilmektedir. Mevcut 10 numaralı tasarıma göre havanın geçtiği iç alanı aynı tutarak ekstra yerleştirilmiş dikey taşıyıcı paneller ve sacdan imal edilmiş köşebent tipi profil iskelet ile tümüyle sac bir yapı oluşturmak mümkündür. Şekil 5.3 büküm yöntemi ile sacdan imal edilmiş civata birleştirmeli iskelet yapısını belirtmektedir.

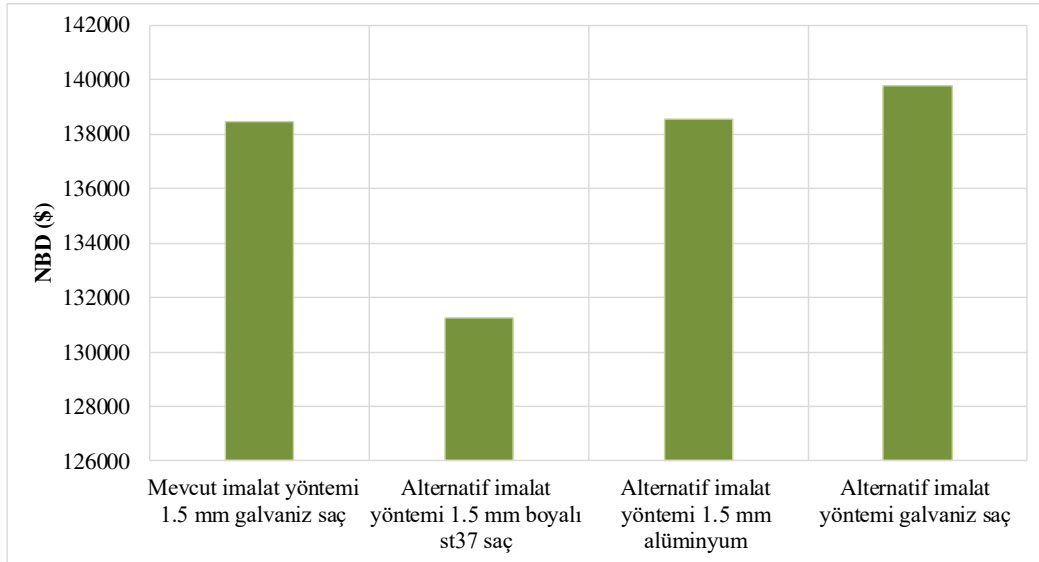


Şekil 5.2. 10 numaralı tasarım alternatif imalat 3D modeli.



Şekil 5.3. Saç büküm yöntemi ve civata birleştirmeli 10 numaralı tasarım iskeleti.

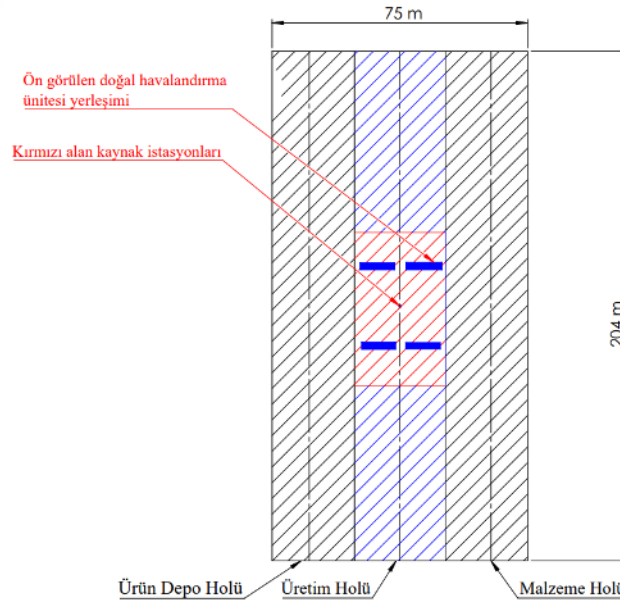
10 numaralı tasarımın mevcut imalat yöntemi ile imalatı ve NBD değerine göre alternatif imalat modeli saç şaseli 1.5 mm galvaniz saç , 1.5 mm st37 boyalı saç ve 1.5 mm alüminyum saç kaplamalı hali ve kullanım ömrü 20 yıl için NBD değerleri belirlenmiş ve aşağıda Grafik 5.5 ile belirtilmiştir. Dış ortam şartları altında boyalı saç kullanımının kullanım ömrü ortalama 5 yıl olmaktadır. Boyalı saç kullanımının kullanım ömrünün kısa olması havalandırma sisteminin 4 kez uygulanmasını gerektirdiğinden ilk yatırım maliyeti 4 kat artmaktadır.



Grafik 5.5. Alternatif malzemeler ve imalat yönteminin 10 numaralı tasarım NBD değerine etkisi.

10 numaralı tasarımın mevcut imalat yöntemi ile NBD değeri 138,437.95 \$ olmaktadır. Alternatif imalat yöntemi ve 1.5 mm boyalı sac ile NBD değeri 131,266.10 \$, alternatif imalat yöntemi ve 1.5 mm alüminyum sac ile NBD değeri 138,563.27\$, alternatif imalat yöntemi ve 1.5 mm galvaniz sac ile NBD değeri 139,766.66 \$ olmaktadır. Grafik 5.4 değerlendirildiğinde alternatif imalat yöntemi ve 1.5 mm galvaniz sac kullanımı ile NBD değerinde 1,328.71 \$ pozitif artış elde etmek mümkün olmaktadır.

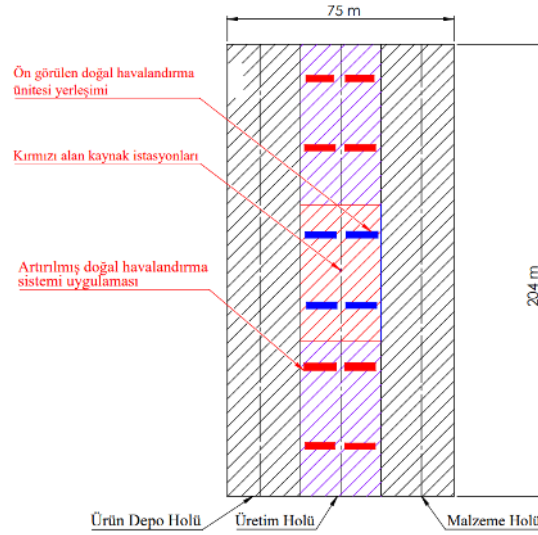
Yapılabilecek bir diğer olumlu çalışma 23 numaralı tasarım için alınmış olan patent belgesinin optimum fayda sağlayan 10. ve diğer tasarımları kapsayacak şekilde güncellenmesidir (TPE, 2019:08313). Tasarımların fikri mülkiyet haklarının koruma altına alınması özgün bir çalışma olan bu havalandırma sisteminin ticari olarak uygulanması için katkı sağlayacaktır. Bununla birlikte 10 numaralı tasarımın bina çatısına uygulanış şekli önem arz etmektedir. 10 numaralı tasarım için gerekli N_{DHS} adeti 4 bulunmuştur. Burada iki seçenek mevcuttur. Hesaplanan 4 adet 10 numaralı tasarım doğal havalandırma ünitesi aşağıda şekil 5.4 de belirtildiği üzere bina içerisindeki üretimin en yoğun olduğu, kaynak istasyonlarının bulunduğu konuma yerleştirilir ise sistemin sağlayacağı fayda, bina içerisinde beklenen iç hava kalitesinin iyileştirilmesi konusunda daha olumlu olacaktır.



Şekil 5.4. 10 numaralı tasarım ön görülen sistem yerleşimi şematik görünümü .

Yapılabilecek diğer bir olumlu çalışma mevcut imalat yöntemi ve 1.5 mm saç kaplamalı N_{DHS} 4 adet olan havalandırma modülü sayısını 12 adet'e çıkarmaktır. Adet sayısındaki bu artış ilk yatırım maliyeti ve NBD değerine etki etmektedir. Adet sayısının şekil 5.4 de belirtilen üretim holünün tamamını kapsayacak şekilde artırılması sonucu ilk yatırım maliyeti M_{ilk} 4,162.23 \$ değerinden 10,318.10 \$ değerine artmakta, NBD değeri 138,437.95 \$ değerinden 132,281.88 \$ değerine düşmektedir. NBD değerinde -6156.07 \$ fark oluşmaktadır.

Havalandırma açısından sağlanan fayda ve üretim holünün tümüne hitap edebilmek adına havalandırma sayısının artırılarak uygulanması sonucunda elde edilen kazanımlar göz önüne alındığında NBD değerindeki negatif değişim tercih edilebilir bir seçenek olup, firma açısından değerlendirilebilir. Artırılmış havalandırma modülü ön görülen yerleşimi şekil 5.5 ile belirtilmektedir.



Şekil 5.5. 10 numaralı tasarım arttırılmış sistem yerleşimi şematik görünümü.

5.3. Değerlendirme

Yapılan çalışma ile tez çalışmasına konu olan endüstriyel fabrika binası için optimum doğal havalandırma sistemi tasarımına ulaşılmış olup, uygulanması sonucunda çevresel ve ekonomik etkileri belirlenmiştir. Zorlanmış akışlı elektrik tüketen havalandırma sistemlerine göre rüzgar kaynaklı basınç farkı ve sıcaklık farkı kaynaklı termal çekiş etkisi ile çalışan bir havalandırmanın, teknolojik ve çevresel açıdan zorlanmış akışlı sistemlere göre tercih edilebilir olduğu, binadaki havalandırma ihtiyacını çevreci bir şekilde karşılayabileceği ve yatırıma değer olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca tasarlanan modellerin enerji ve ekserji analizleri yapılmış olup ekserji verimi yönünden de kullanılabilir olduğu, optimum tasarımının ekserji veriminin en yüksek verim değerine sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Alternatif imalat yöntemi ve malzeme çeşitlerinin NBD değerine etkileri belirlenerek ekonomik kazanımların daha fazla olması için havalandırma modelini geliştirecek yöntemler öneride bulunulmuştur.

KAYNAKÇA

- Ai, Z. T., & Mak, C. M.** (2018). Wind-induced single-sided natural ventilation in buildings near a long street canyon: HAD evaluation of street configuration and envelope design. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 172, 96-106.
- Arslan, O., & Kilic, D.** (2021). Concurrent optimization and 4E analysis of organic Rankine cycle power plant driven by parabolic trough collector for low-solar radiation zone. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 46, 101230.
- Arslan, O., Ozgur, M. A., Yildizay, H. D., & Kose, R.** (2009). Fuel effects on optimum insulation thickness: an exergitic approach. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 32(2), 128-147.
- Bhaita, A.** (2014) Natural ventilation principles and practices: HVAC e-Book. *Createspace Independent Publishing Platform*
- Bulut, H.** (2012). Havalandırma ve iç hava kalitesi açısından CO2 miktarının analizi. *Tesisat Mühendisliği*, 128, 61-70.
- Boyle, Robert, Son, Ltd., & London.** (1899). *Natural and artificial methods of ventilation*. Robert Boyle & Son.
- Cheung, J. O., & Liu, C. H.** (2011). HAD simulations of natural ventilation behaviour in high-rise buildings in regular and staggered arrangements at various spacings. *Energy and Buildings*, 43(5), 1149-1158.
- Costola, D., Blocken, B., & Hensen, J. L. M.** (2009). Overview of pressure coefficient data in building energy simulation and airflow network programs. *Building and environment*, 44(10), 2027-2036.
- Demir, H.** (2013). *Doğal Havalandırma Yöntemlerinin Sayısal Modellemesi* (Doctoral dissertation, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Engin, N.** (2012). Enerji Etkin Tasarımda Pasif İklimlendirme: Doğal Havalandırma. *Tesisat Mühendisliği*, 129, 62-70.
- Etheridge, D.** (2011). *Natural ventilation of buildings: theory, measurement and design*. John Wiley & Sons.
- Evola, G., & Popov, V.** (2006). Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings. *Energy and buildings*, 38(5), 491-501.

FloEFD Tutorial: Technical Reference, Section 17. Mentor Graphics Corporation,

(2018). [Available from:<https://plm.sw.siemens.com/en-US/simcenter /fluids-thermal-simulation/FloEFD>]

Fini, A. S., & Moosavi, A. (2016). Effects of “wall angularity of atrium” on “buildings natural ventilation and thermal performance” and HAD model. *Energy and Buildings*, 121, 265-283.

Genç, M. S., & Özden, K. S. (2021). Flow Physics Analysis of a Vertical Axis Wind Turbine Using FloEFD. In 7th Iran Wind Energy Conference (IWEC2021) (pp. 1-4). IEEE.

Guo, W., Liu, X., & Yuan, X. (2015). Study on natural ventilation design optimization based on HAD simulation for green buildings. *Procedia Engineering*, 121, 573-581.

GETA GVAK -6306. Kanal Tipi Radyal Fan (2023).
[<https://www.makinabizde.com/GETA-GVAK-6306-1.1-kw-1000-DD-380-V-Trifaze-Kanal-Tipi-Aksiyal-Fan,PR-6889.html>]

Han, D. H., Kim, S., Choi, J. H., Kim, Y. S., Chung, H., Jeong, H., ... & Choi, S. H. (2018). Experimental study on thermal buoyancy-induced natural ventilation. *Energy and Buildings*, 177, 1-11.

Hepbasli, A. (2008). A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and sustainable energy reviews*, 12(3), 593-661.

Hetyeia, C., Molnár, I., & Szlivkab, F. (2023). Spatial Arrangement of a Counter-Rotating Dual Rotor Wind Turbine (No. 10016). EasyChair.

Huang, S., Li, Q. S., & Xu, S. (2007). Numerical evaluation of wind effects on a tall steel building by HAD. *Journal of constructional steel research*, 63(5), 612-627.

Huang, Z., Wu, Z., Yu, M., & Dong, Y. (2017). The Measurement of natural ventilation in Huizhou traditional dwelling in summer. *Procedia Engineering*, 205, 1439-1445.

Hulsure, S., & Maurya, R. S. (2019). Numerical Investigation of Wind Driven Natural Ventilation in a Mega Warehouse Building. *International Journals of Fluid Engineering*, 23, 1-23.

- Kayapinar, O., & Arslan, O.** (2023). Time-stepped Exergy Analysis, Environmental and Economic Evaluation of a New Designed Natural Ventilation System. *Thermal Science and Engineering Progress*, 102058.
- Karasu, İ., Özden, M., & Genç, M. S.** (2018). Performance assessment of transition models for three-dimensional flow over NACA4412 wings at low Reynolds numbers. *Journal of Fluids Engineering*, 140(12), 121102.
- Karaağaç, M. O., Kabul, A., & Yiğit, F.** (2018). Kombine doğalgaz çevrim santralinin performans analizi. *Politeknik Dergisi*, 22(2), 319-325.
- King, M. F., Gough, H. L., Halios, C., Barlow, J. F., Robertson, A., Hoxey, R., & Noakes, C. J.** (2017). Investigating the influence of neighbouring structures on natural ventilation potential of a full-scale cubical building using time dependent HAD. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 169, 265-279.
- Lampinen, M. J.** (2015). Thermodynamics of humid air. *Dep. Energy Technol. Ene-39.4027-Mass Transf. P.*, 23, 2015-2019.
- Li, Y., & Delsante, A.** (2001). Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces. *Building and Environment*, 36(1), 59-71.
- Li, Y., & Heiselberg, P.** (2003). Analysis methods for natural and hybrid ventilation-a critical literature review and recent developments. *International Journal of Ventilation*, 1(4), 3-20.
- Mateus, R., Pereira, J. M., & Pinto, A.** (2023). Natural ventilation of large air masses: experimental and numerical techniques review. *Energy and Buildings*, 113120
- Nikas, K. S., Nikolopoulos, N., & Nikolopoulos, A.** (2010). Numerical study of a naturally cross-ventilated building. *Energy and Buildings*, 42(4), 422-434.
- NIST Chemistry** (2023). *NIST Standard Reference Database*. [Last access: 20.04.2023, <http://webbook.Nist.gov/chemistry>]
- Öztürk, H. K., Yılcı, A., & Atalay, Ö.** (2005). Konutlarda doğal ve zorlanmış havalandırma sistemleri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 89, 21-26.
- Prince Industries** (2011). Section K. Natural Ventilation Engineering Guide
[Son Erişim:20.01.2022,<https://www.priceindustries.com/content/uploads/assets/literature/engineerngguides>]
- RoHADgi, V. K., & Saleh, A. M. E.** (2015). *An introduction to probability and statistics*. John Wiley & Sons.

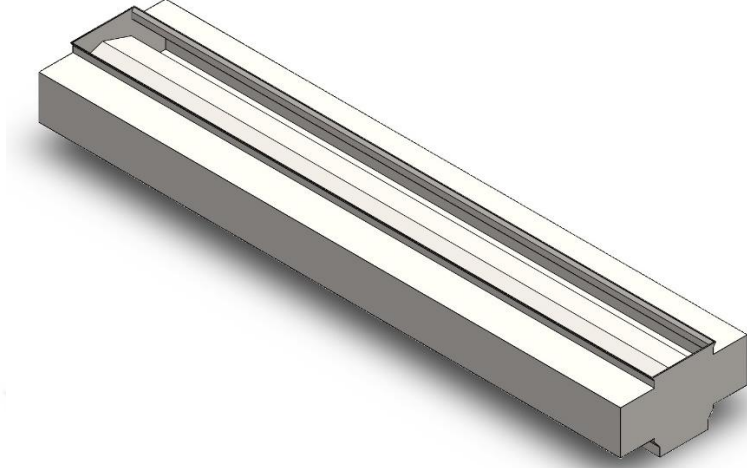
- Riffat, S. B.** (1989). A study of heat and mass transfer through a doorway in a traditionally built house.
- Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası, Döviz ve Enflasyon Oranları** [<https://tcmb.gov.tr>, Son Erişim 27 Mayıs, 2022]
- Trebunskikh, T. V., Ivanov, A. V., & Dumnov, G. E.** (2012). FloEFD simulation of micro-turbine engine. In Proceedings of Applied Aerodynamics Conference on Modelling & Simulation in the Aerodynamic Design Process (Vol. 1, pp. 51-64). New York: Curran Associates, Inc..
- Ucar, M., & Arslan, O.** (2021). Assessment of improvement potential of a condensed combi boiler via advanced exergy analysis. *Thermal Science and Engineering Progress*, 23, 100853.
- Van Hooff, T., & Blocken, B.** (2012). Full-scale measurements of indoor environmental conditions and natural ventilation in a large semi-enclosed stadium: possibilities and limitations for HAD validation. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 104, 330-341.
- Van Hooff, T., Blocken, B., Aanen, L., & Bronsema, B.** (2011). A venturi-shaped roof for wind-induced natural ventilation of buildings: wind tunnel and HAD evaluation of different design configurations. *Building and Environment*, 46(9), 1797-1807.
- Yaşa, E.** (2004). Avlulu binalarda doğal havalandırma ve soğutma açısından rüzgâr etkisi ile oluşacak hava akımlarına yüzey açıklıklarının etkisinin deneysel incelenmesi (Doctoral dissertation, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Zhai, Z. J., El Mankibi, M., & Zoubir, A.** (2015). Review of natural ventilation models. *Energy Procedia*, 78, 2700-2705.
- Xu, F., Xu, S., Passe, U., & Ganapathysubramanian, B.** (2021). Computational study of natural ventilation in a sustainable building with complex geometry. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45, 101153.

EKLER

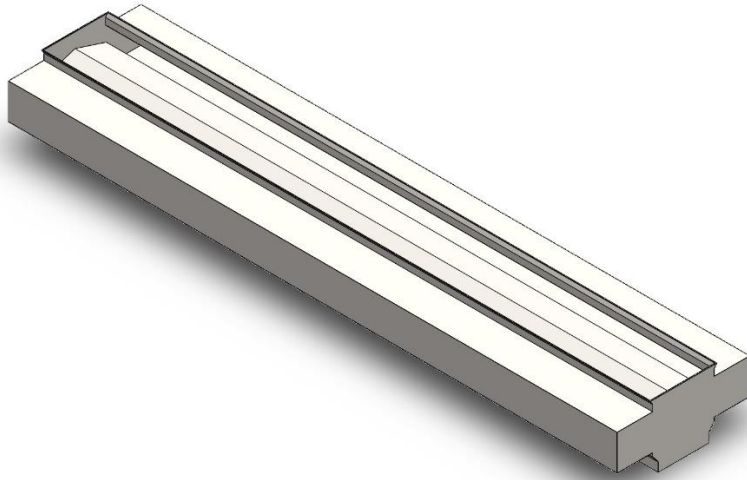
EK .1 Çed Muhafiyet Belgesi



EK .2 45 Adet Oluşturulmuş Havalandırma Tasarımı 3D Görünümü.

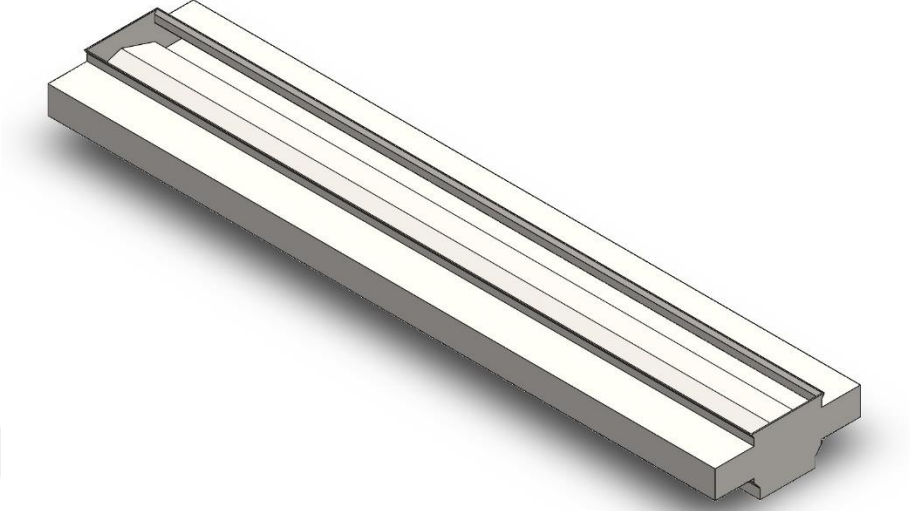


şekil E.2.1. 1.tasarım 3D modeli.

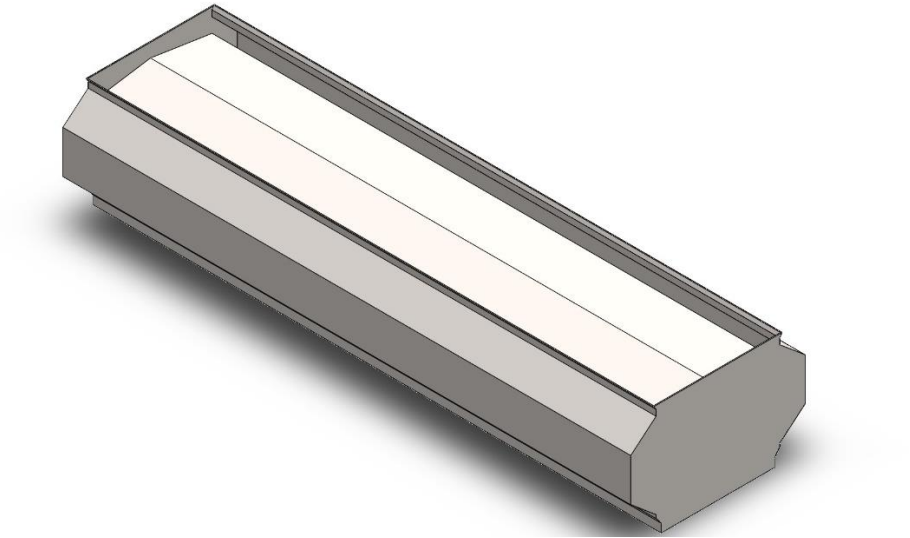


şekil E.2.2. 2.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

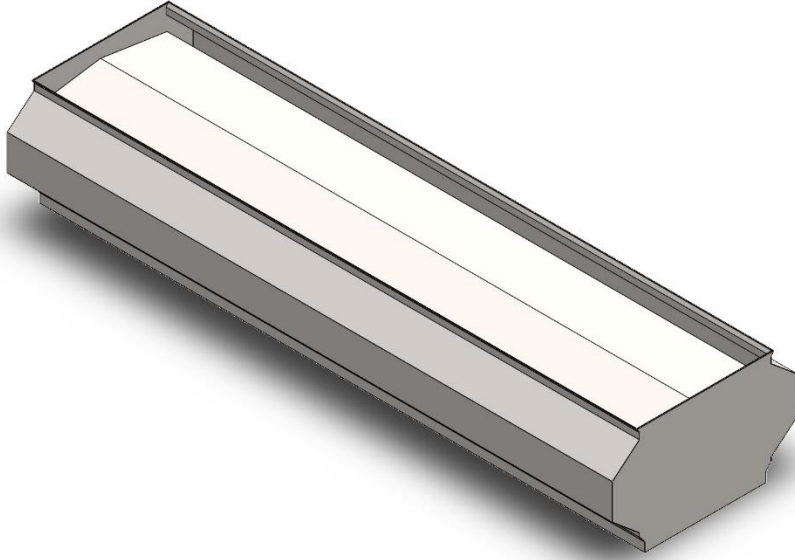


Şekil E.2.3. 3.tasarım 3D modeli.

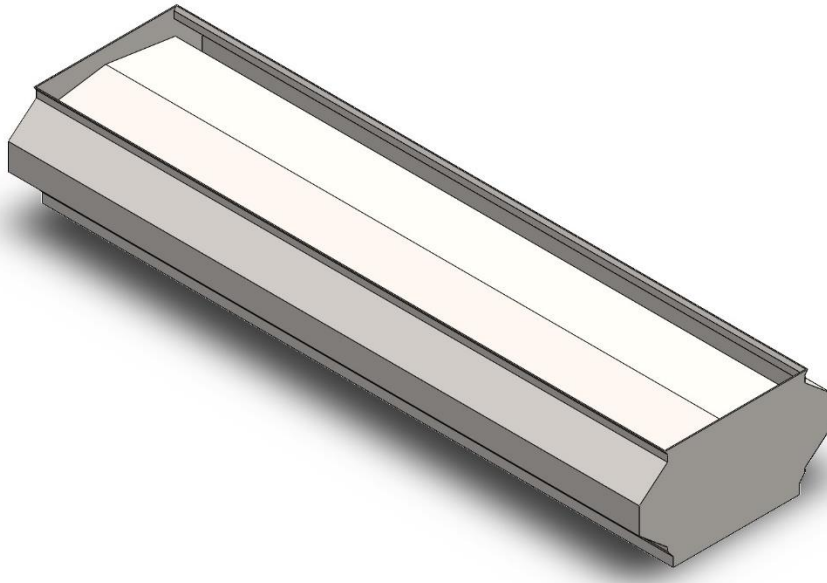


Şekil E.2.4. 4.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

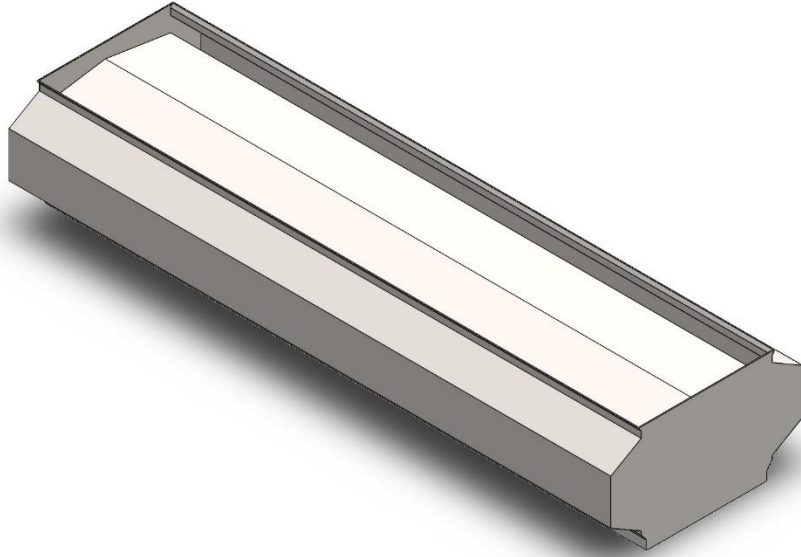


Şekil E.2.5. 5.tasarım 3D modeli.

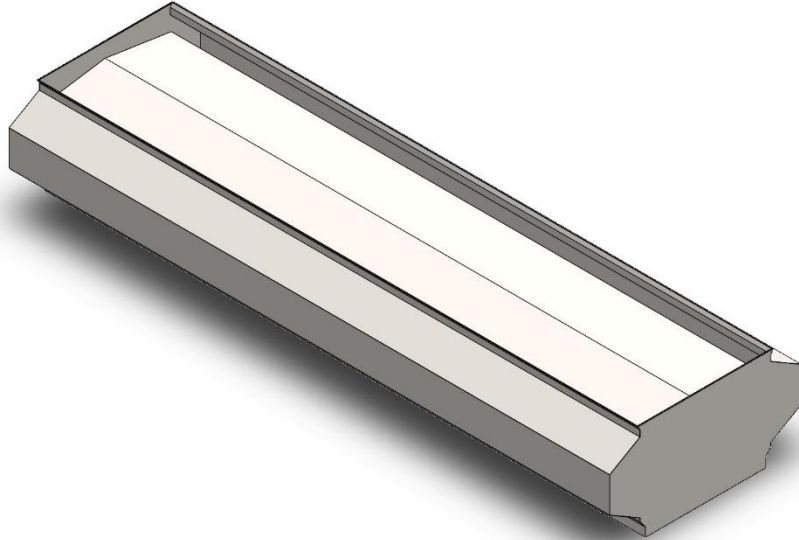


Şekil E.2.6. 6.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)



Şekil E.2.7. 7.tasarım 3D modeli.



Şekil E.2.8. 8.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

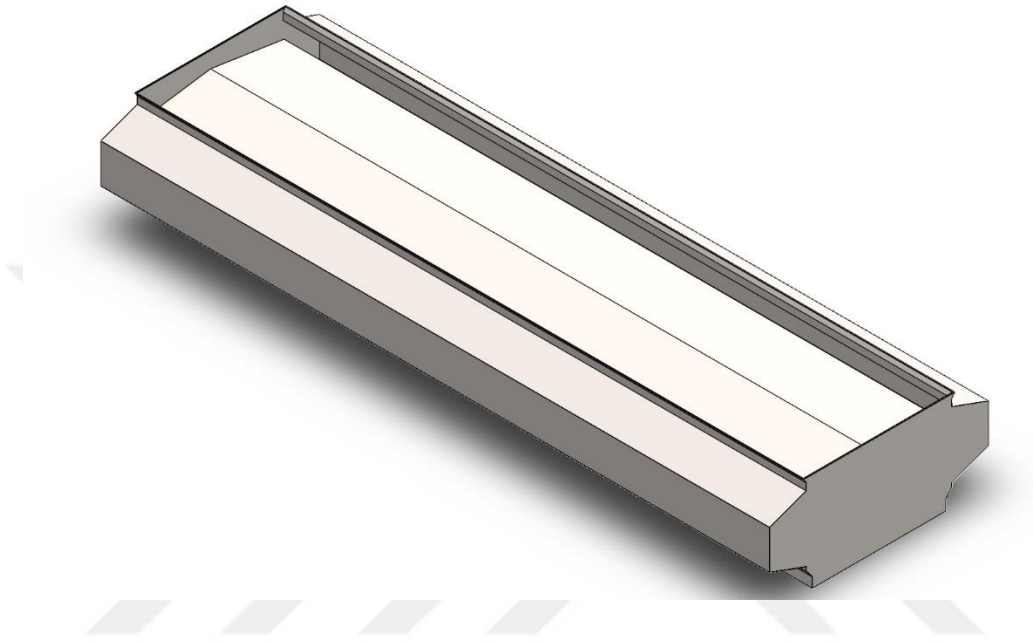


Şekil E.2.9. 9.tasarım 3D modeli.

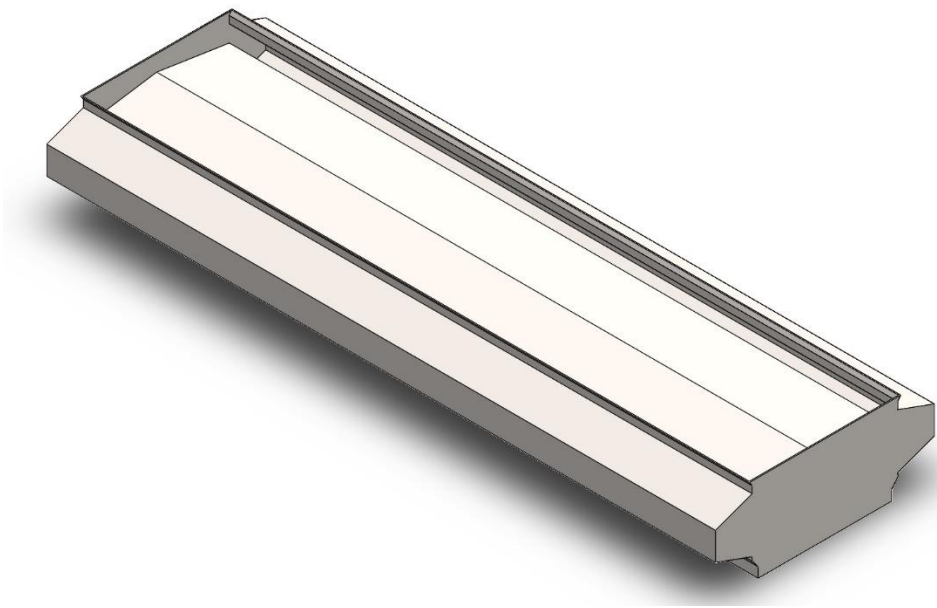


Şekil E.2.10. 10.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

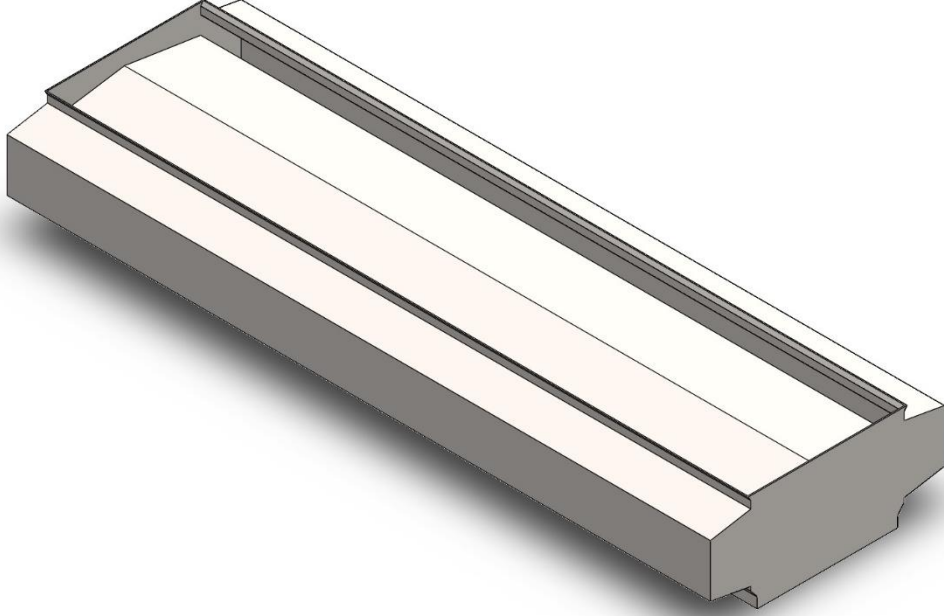


Şekil E.2.11. 11.tasarım 3D modeli.

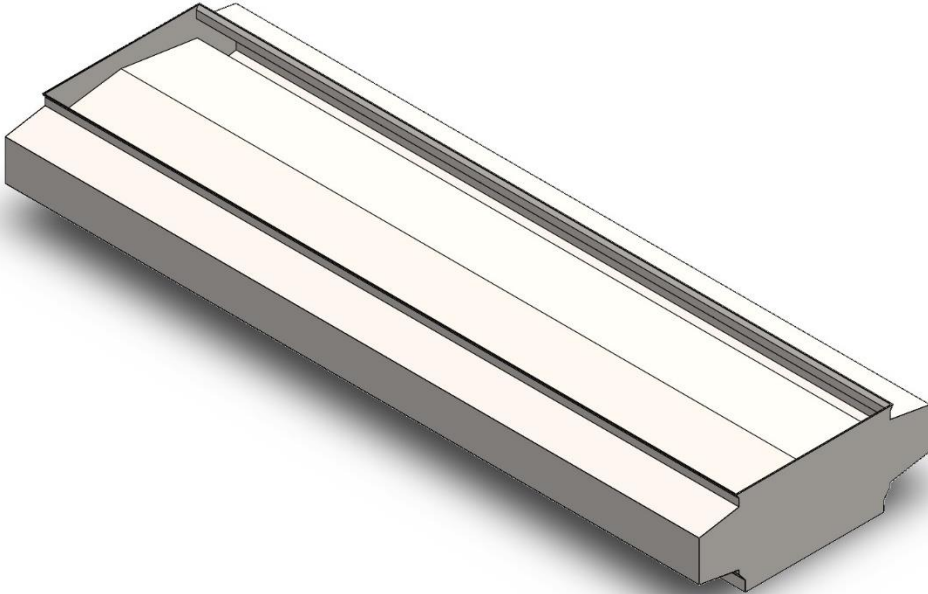


Şekil E.2.12. 12.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

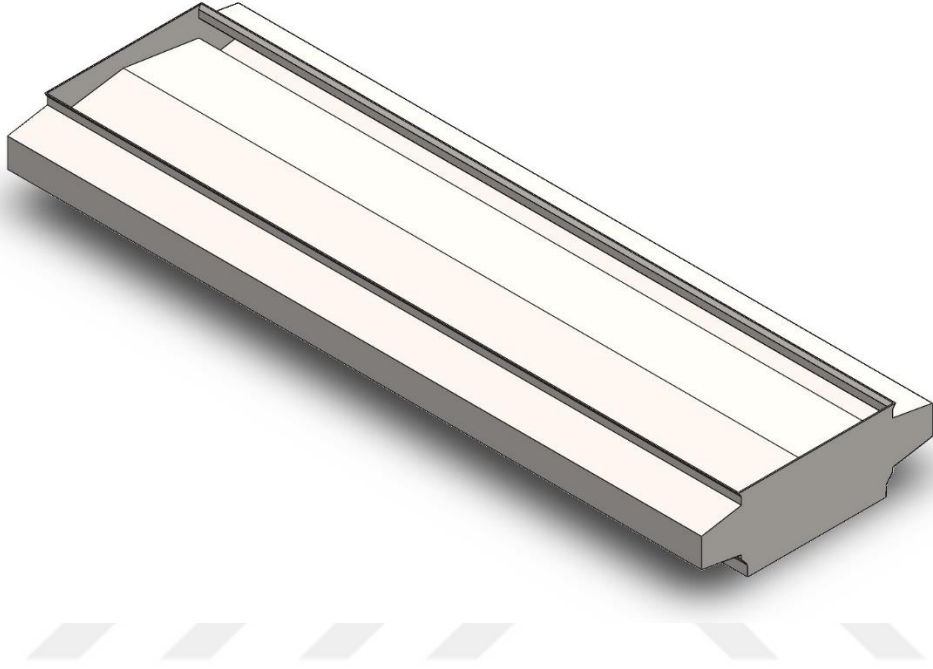


Şekil E.2.13. 13.tasarım 3D modeli.

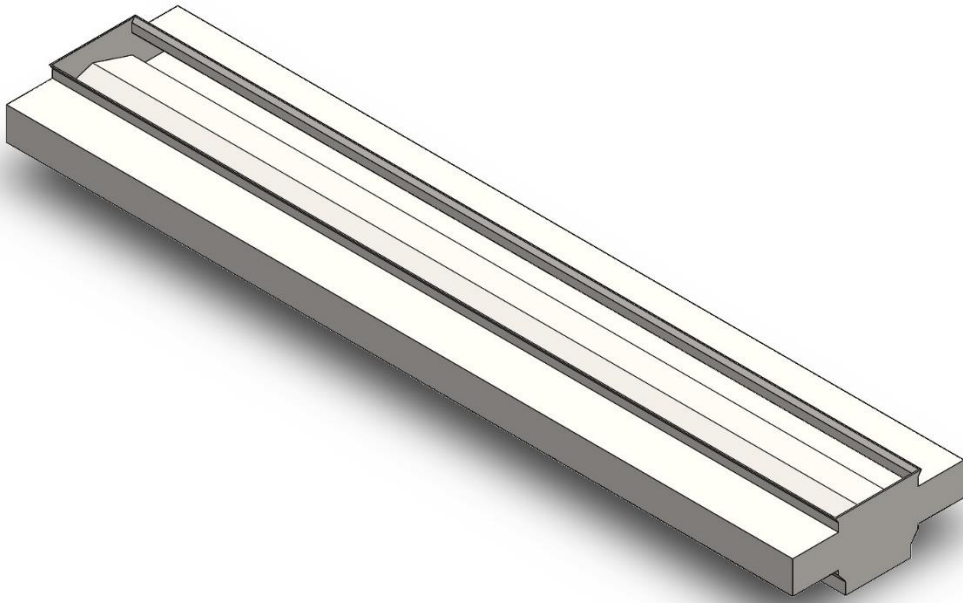


Şekil E.2.14. 14.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

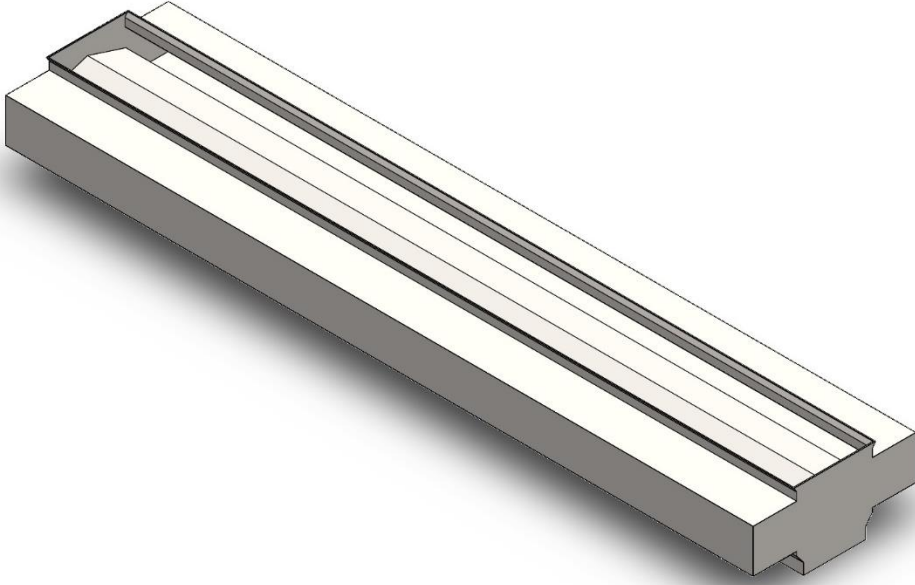


Şekil E.2.15. 15. tasarım 3D modeli.

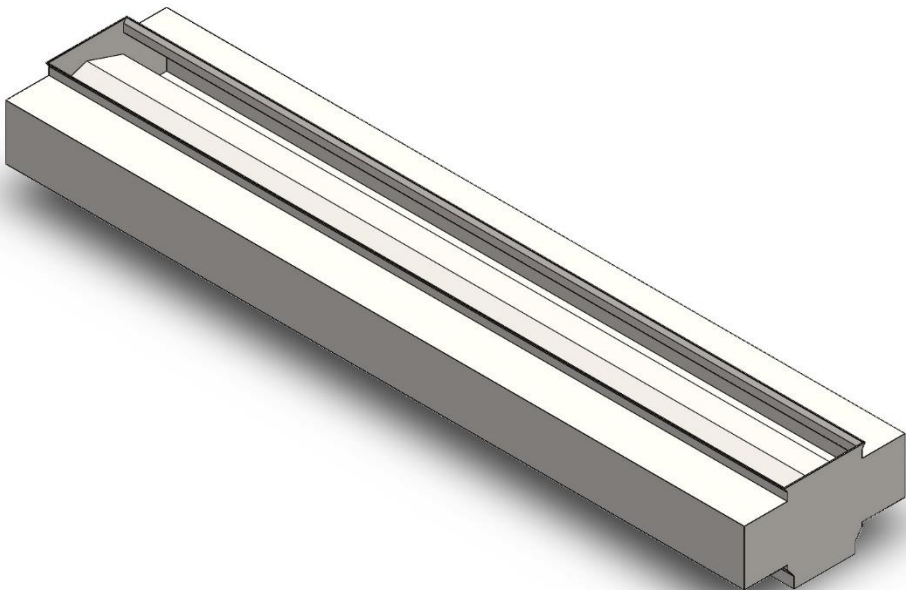


Şekil E.2.16. 16.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

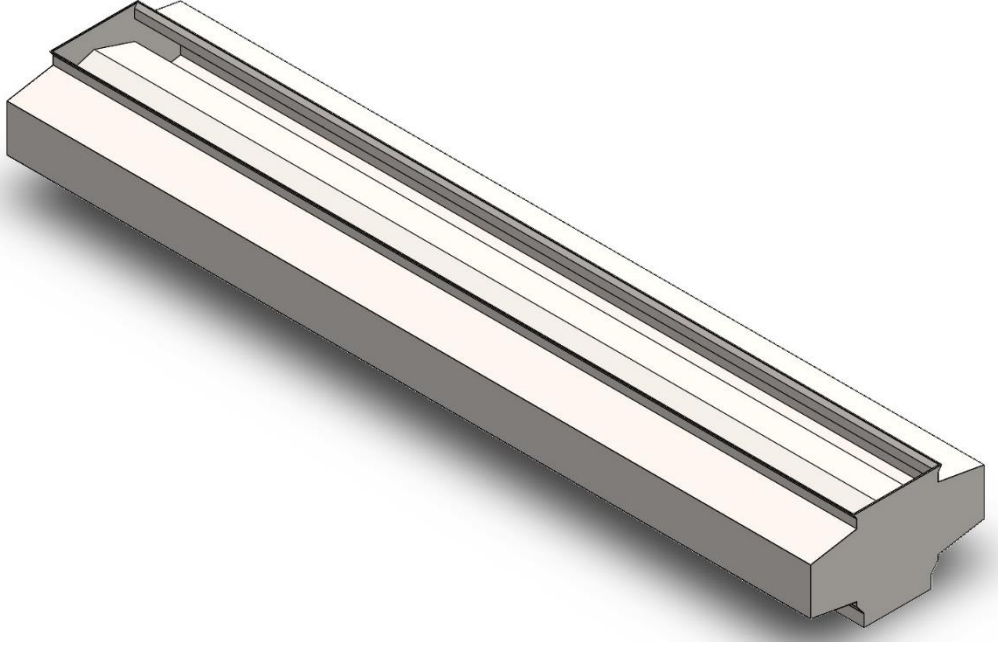


Şekil E.2.17. 17.tasarım 3D modeli.

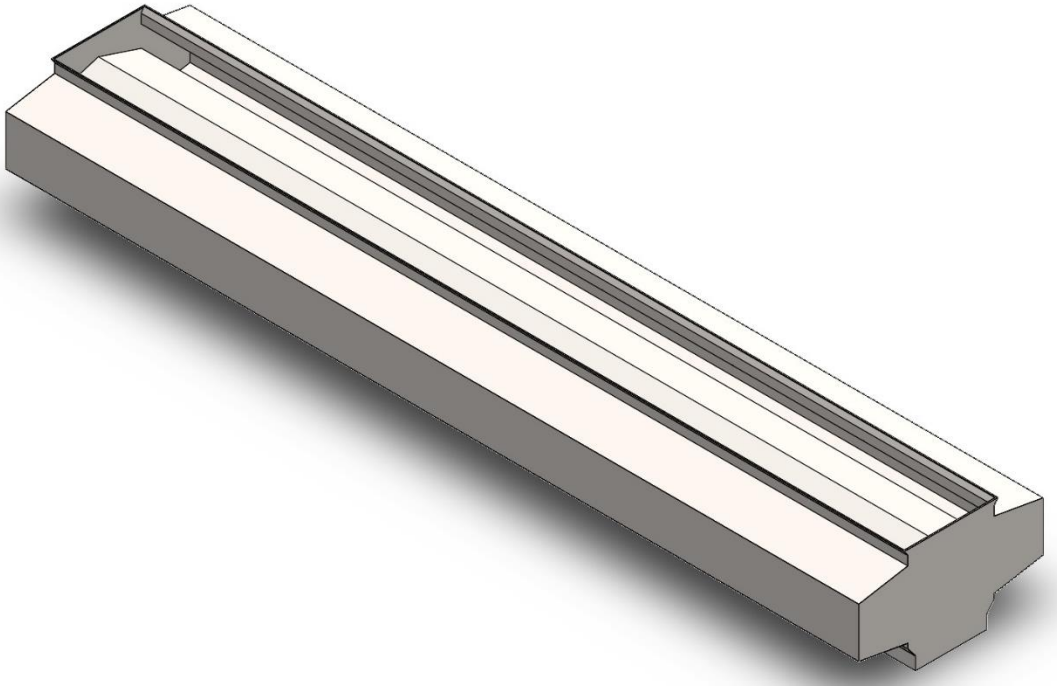


Şekil E.2.18. 18.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

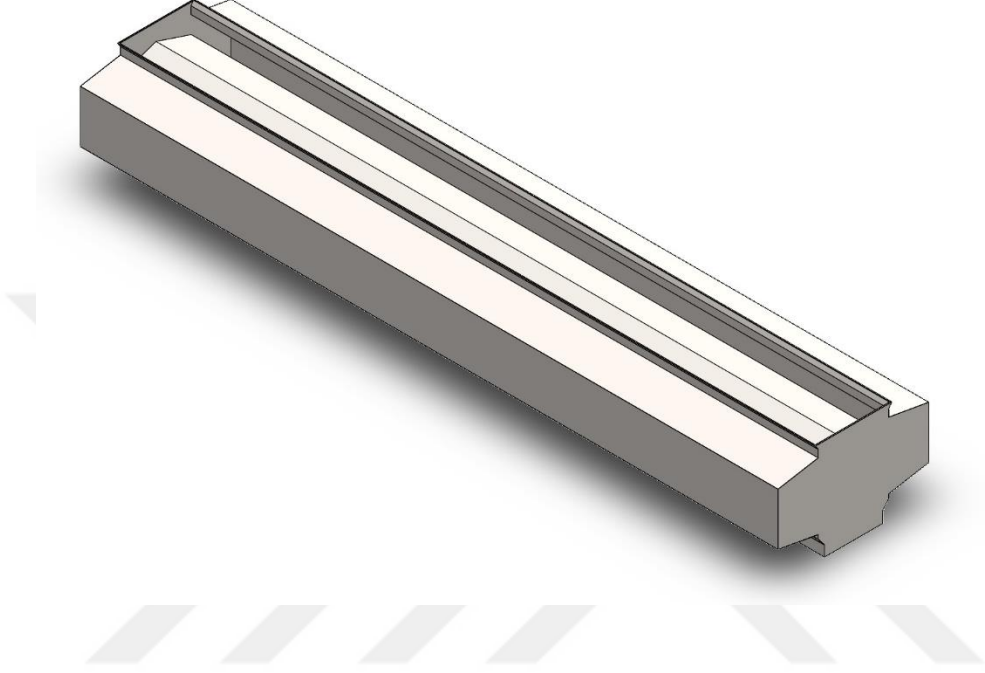


Şekil E.2.19. 19.tasarım 3D modeli.

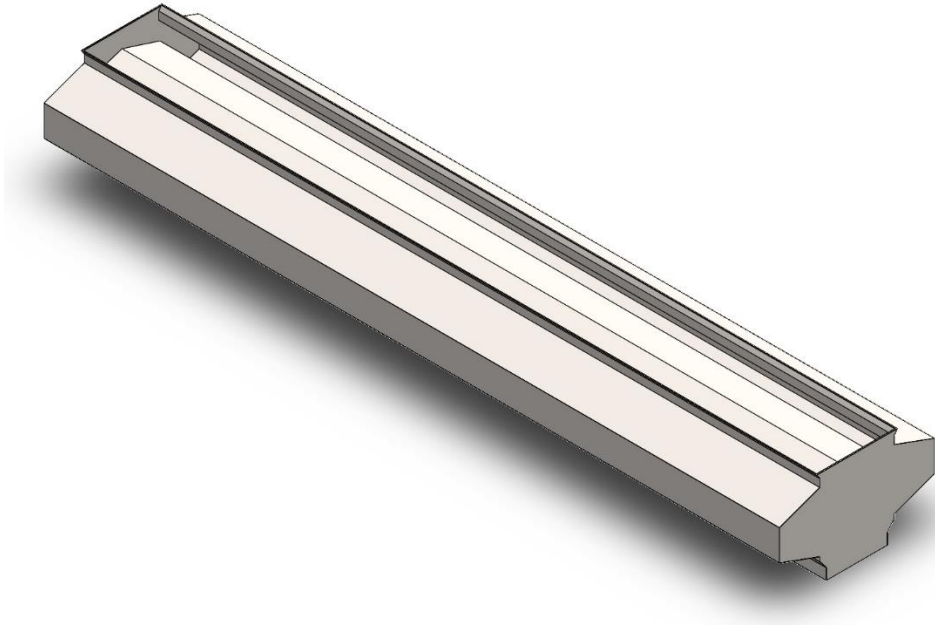


Şekil E.2.20. 20.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

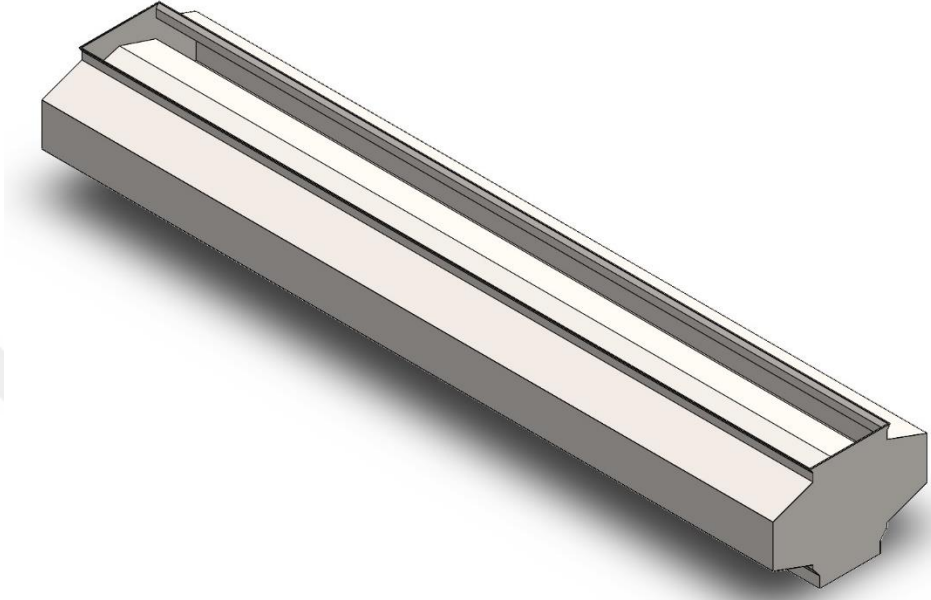


Şekil E.2.21. 21.tasarım 3D modeli.

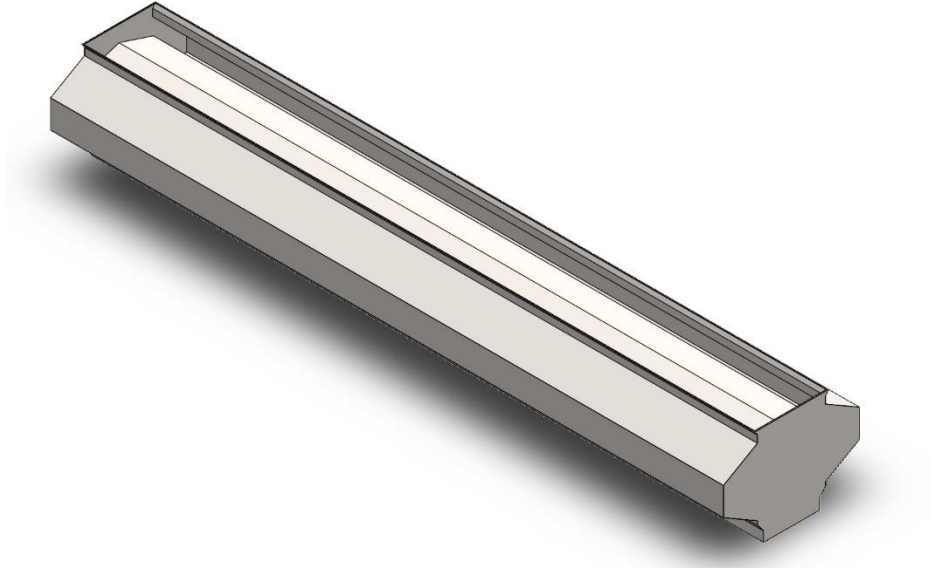


Şekil E.2.22. 22.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)



Şekil E.2.23. 23.tasarım 3D modeli.

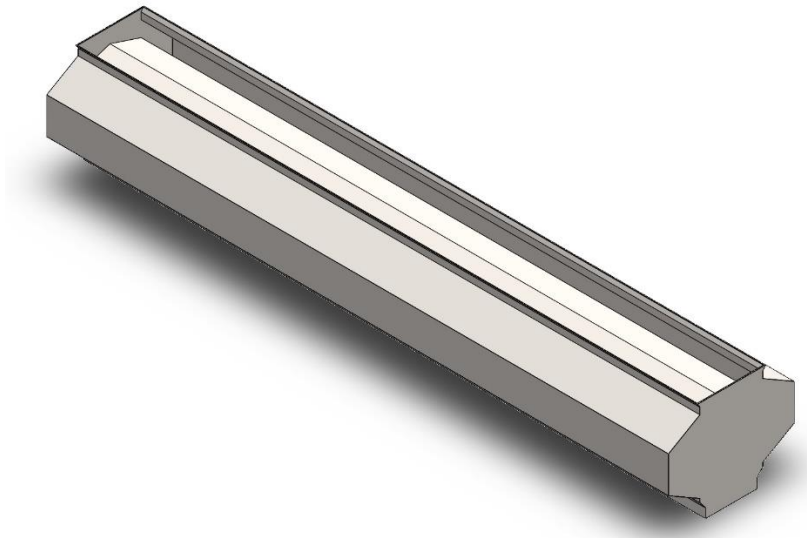


Şekil E.2.24. 24.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

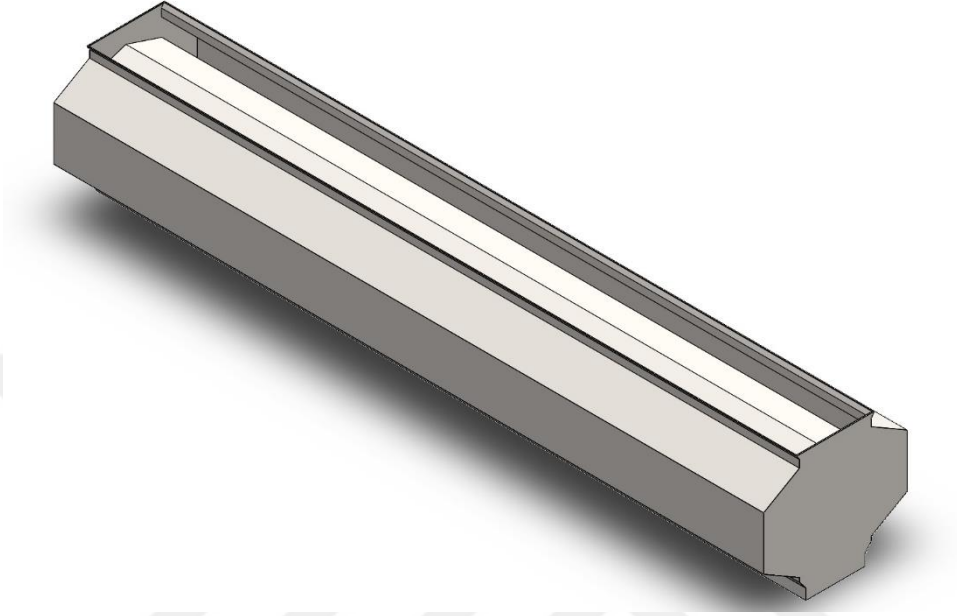


Şekil E.2.25. 25tasarım 3D modeli.

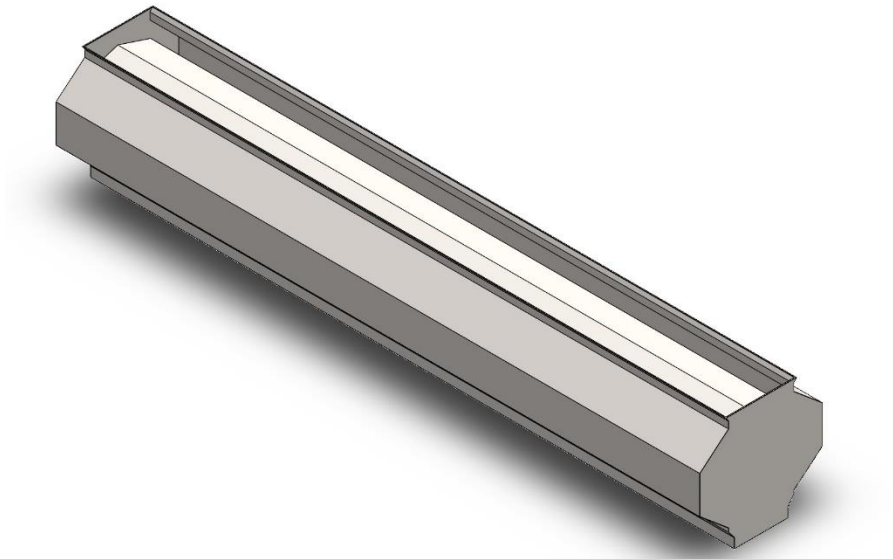


Şekil E.2.26. 26.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

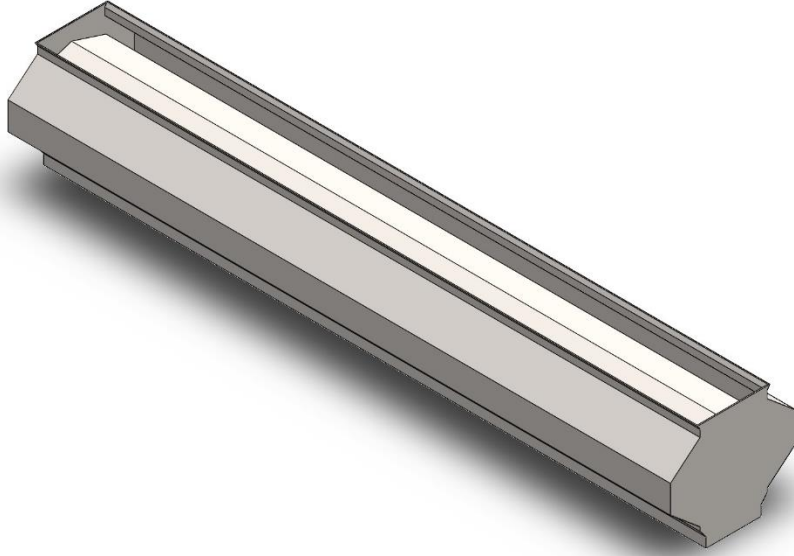


Şekil E.2.27. 27.tasarım 3D modeli.

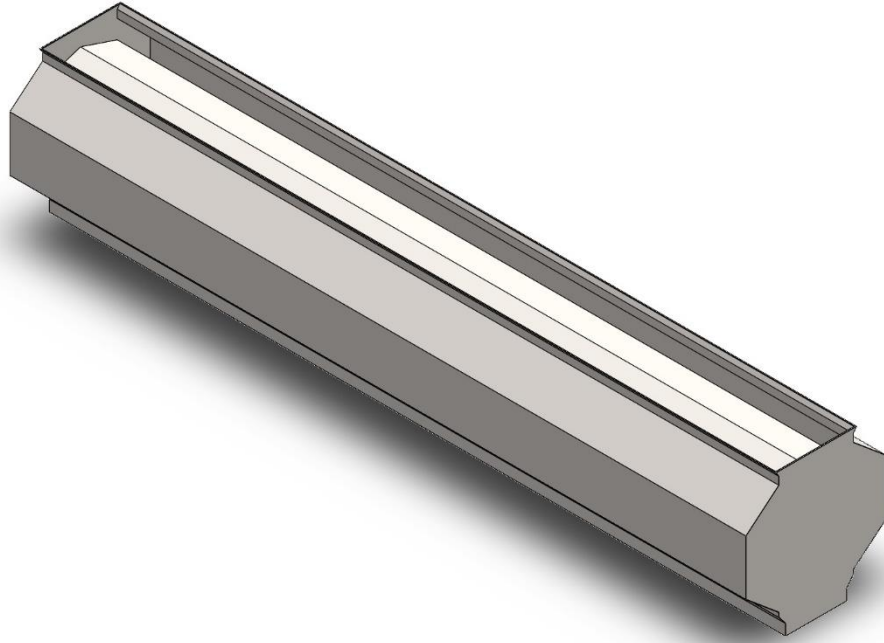


Şekil E.2.28. 28.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)



Şekil E.2.29. 29.tasarım 3D modeli.

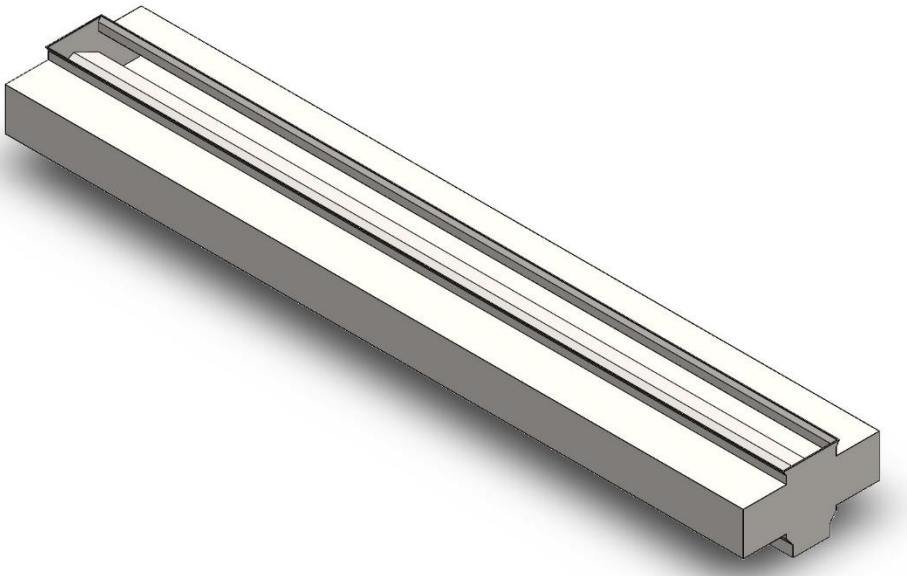


Şekil E.2.30. 30.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

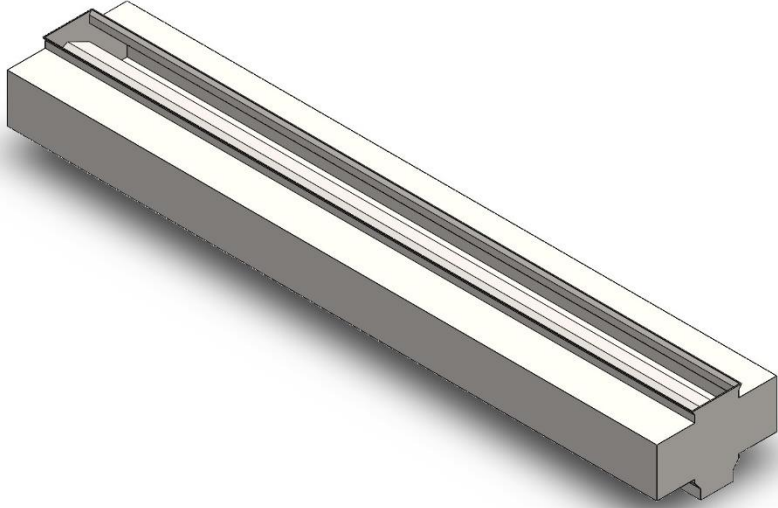


Şekil E.2.31. 31.tasarım 3D modeli

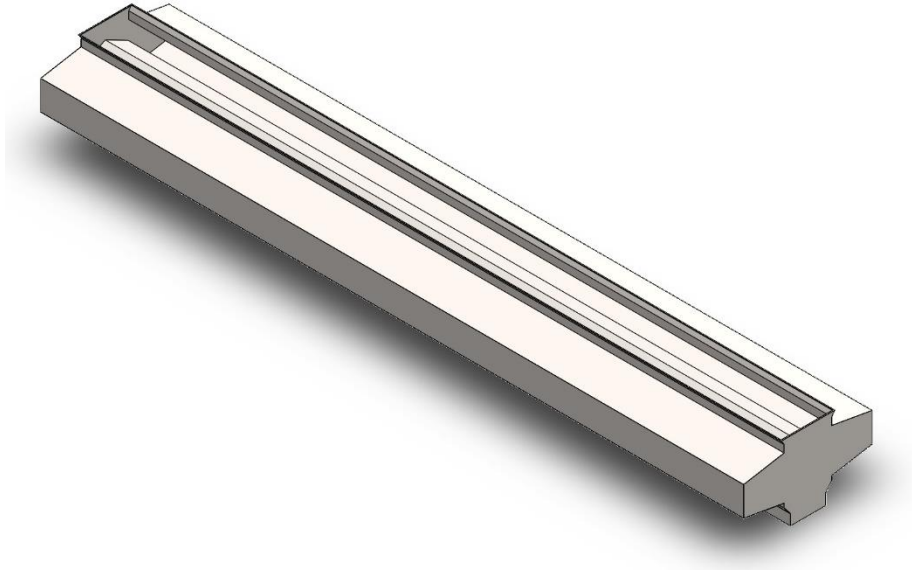


Şekil E.2.32. 32.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)



Şekil E.2.33. 33.tasarım 3D modeli.

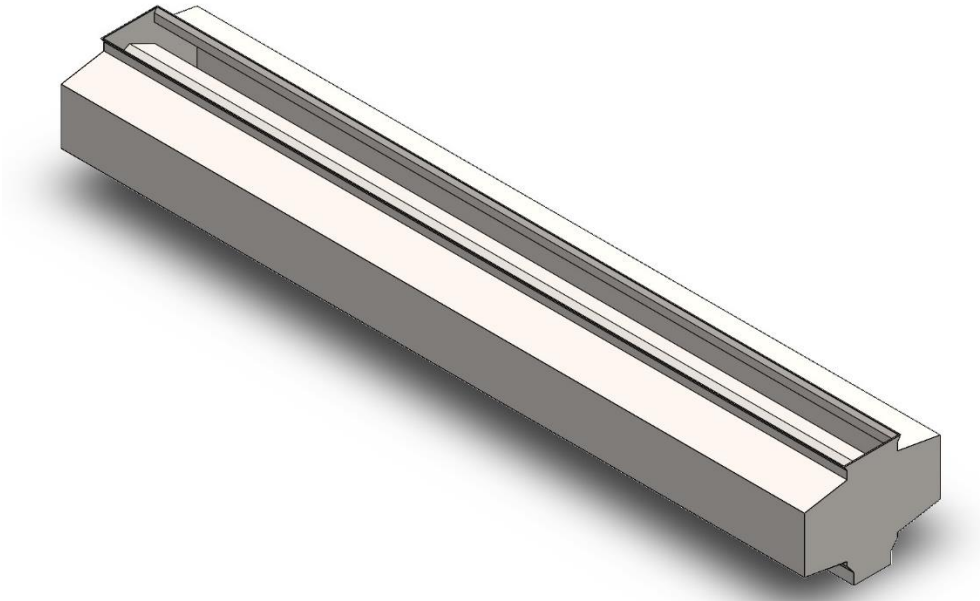


Şekil E.2.34. 34.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)



Şekil E.2.35. 35.tasarım 3D modeli.

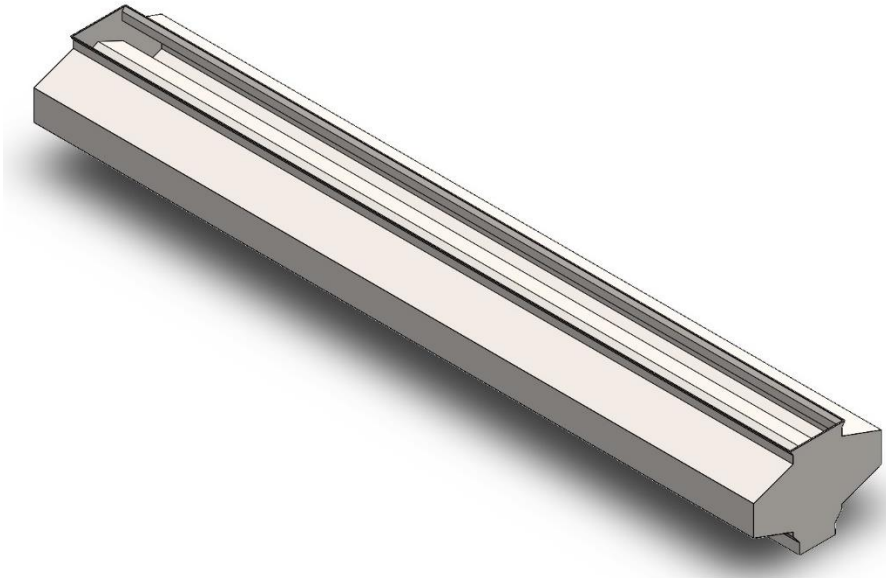


Şekil E.2.36. 36.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)



Şekil E.2.37. 37.tasarım 3D modeli.

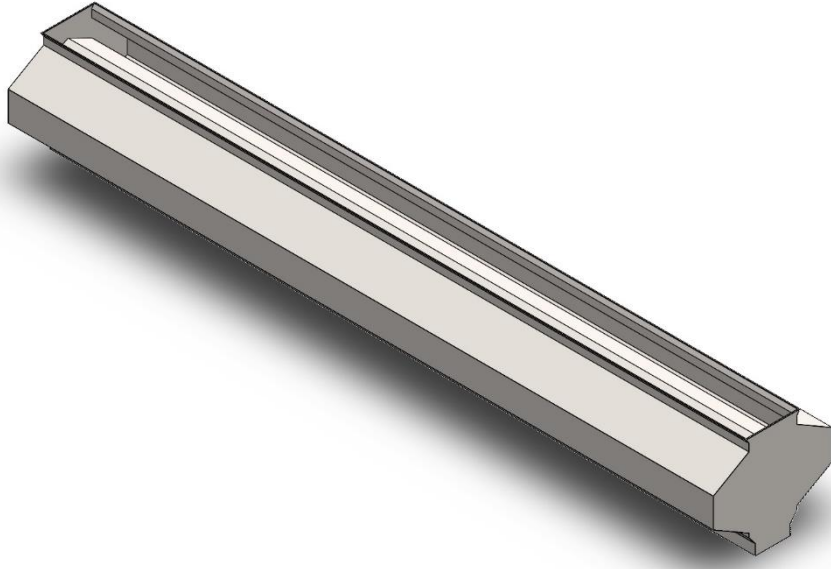


Şekil E.2.38. 38.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

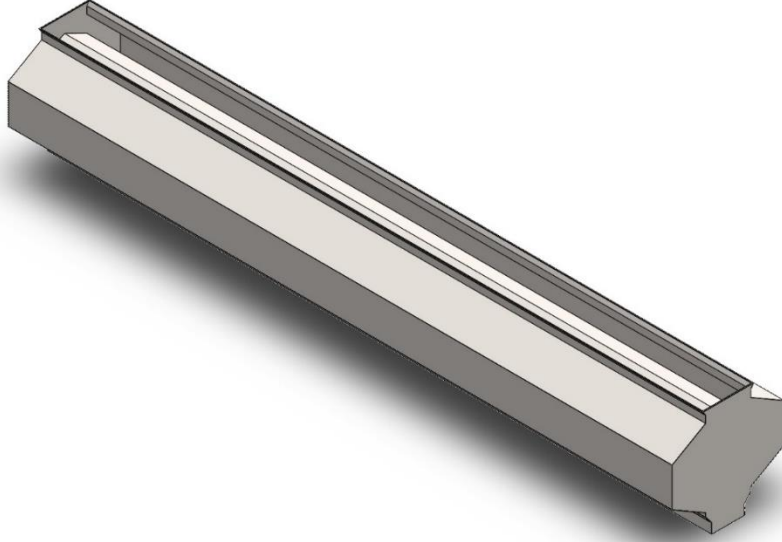


Şekil E.2.39. 39.tasarım 3D modeli.

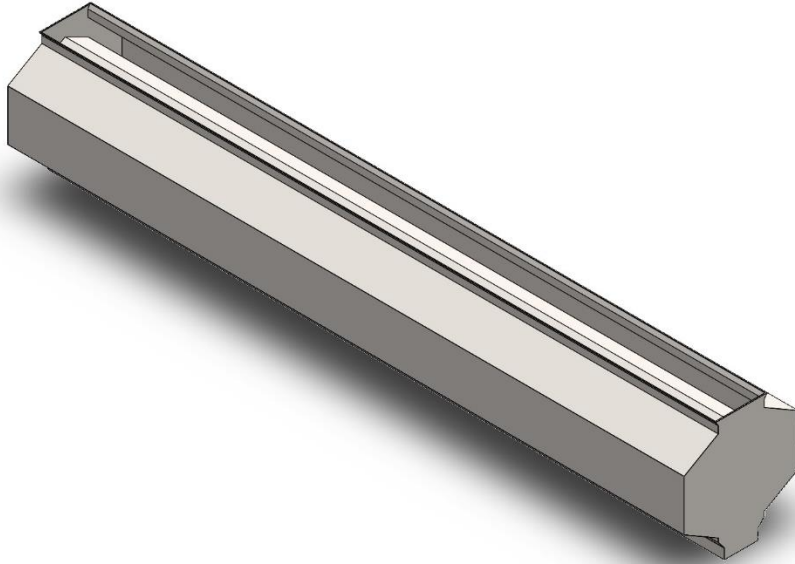


Şekil E.2.40. 40.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)



Şekil E.2.41. 41.tasarım 3D modeli.

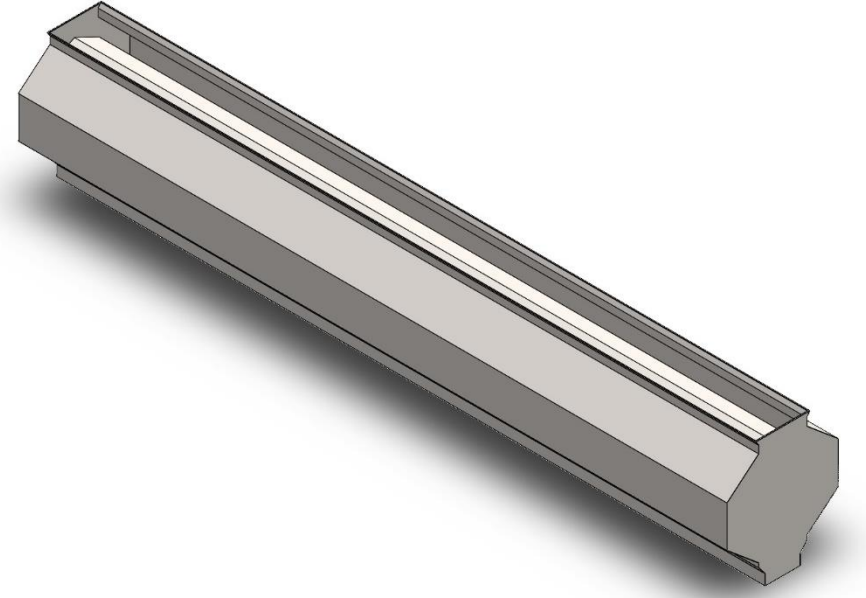


Şekil E.2.42. 42.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)



Şekil E.2.43. 43.tasarım 3D modeli.



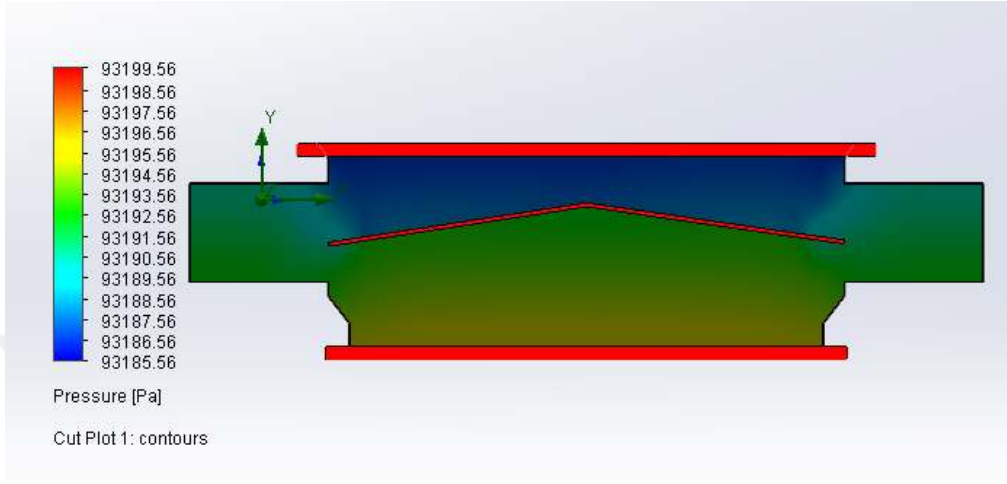
Şekil E.2.44. 44.tasarım 3D modeli.

EK .2 (Devam)

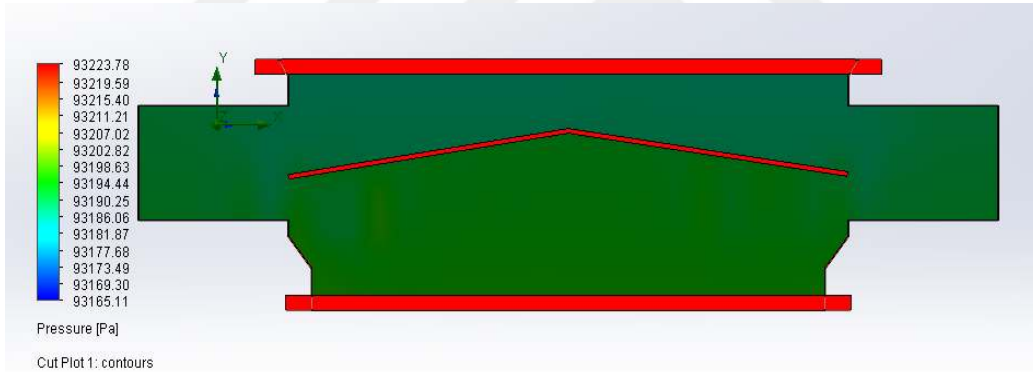


Şekil E.2.45. 45 tasarım 3D modeli.

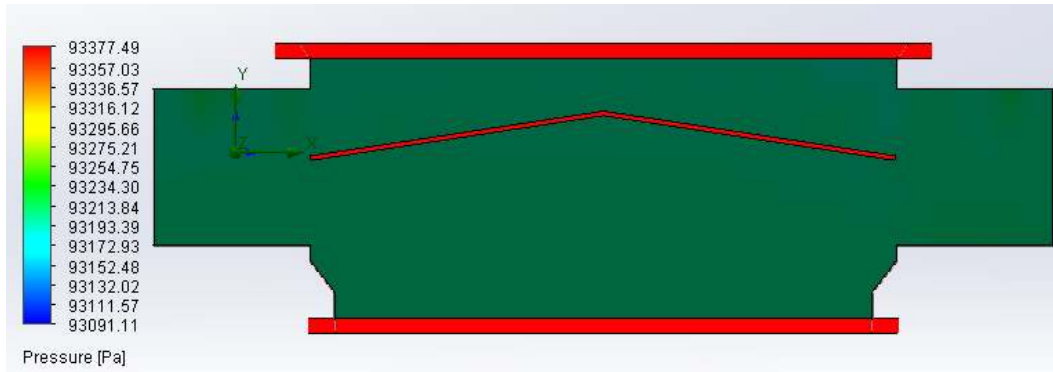
EK .3 HAD Analizi Basınç Değişim Değerleri.



Şekil E.3.1. 1 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi,



Şekil E.3.2. 2 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

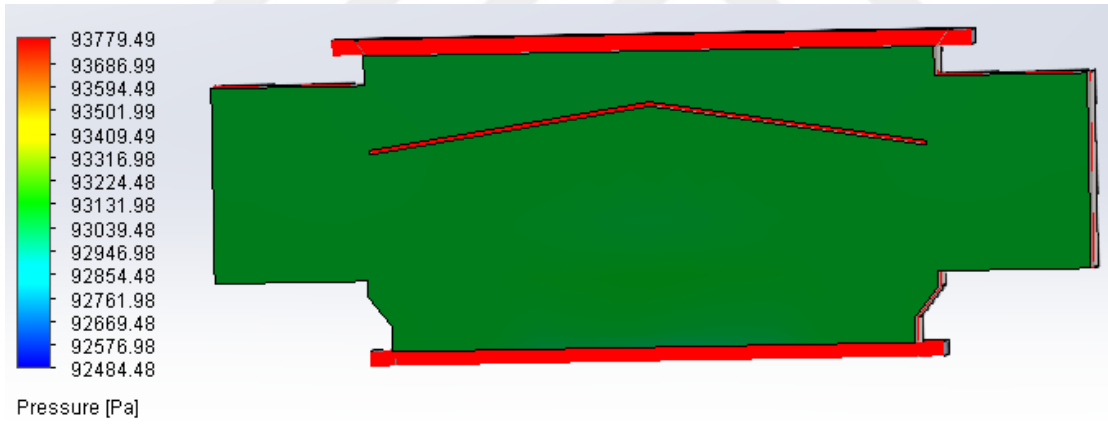


Şekil E.3.3. 3 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

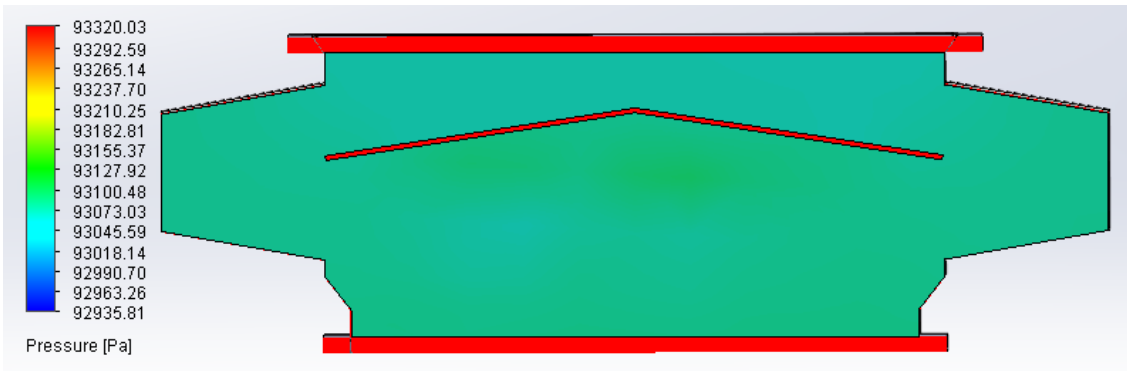
EK .3 (Devam)



Şekil E.3.4. 4 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

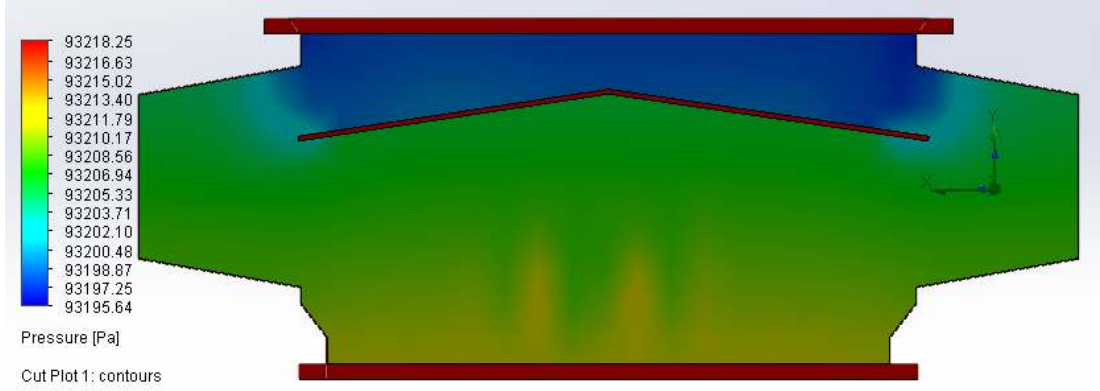


Şekil E.3.5. 5 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

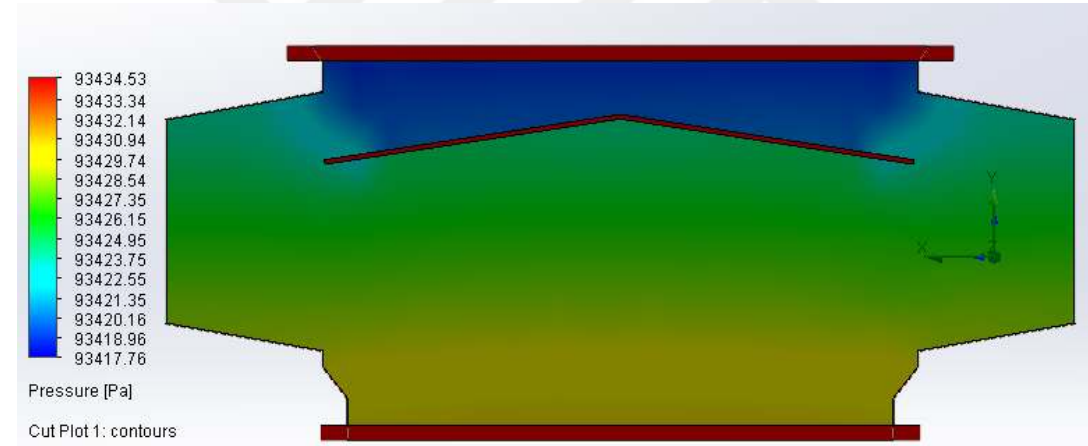


Şekil E.3.6. 6 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

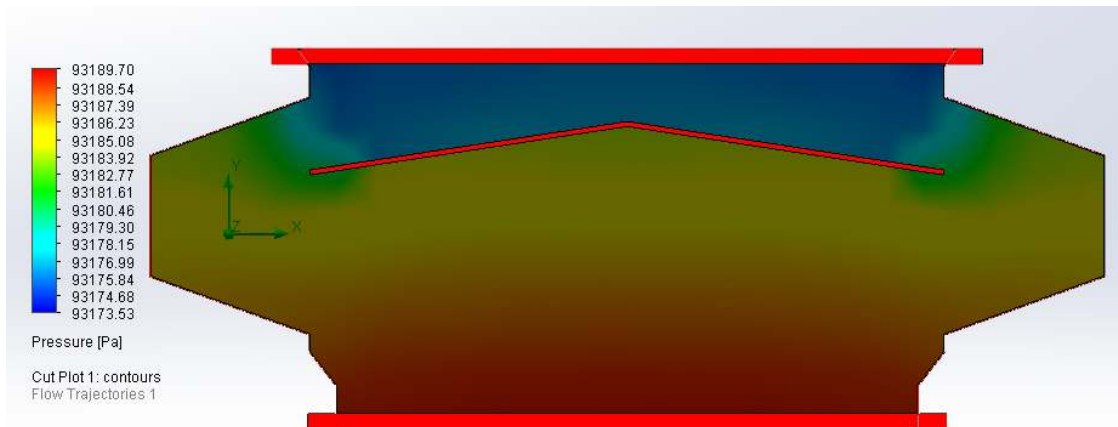
EK .3 (Devam)



Şekil E.3.7. 7 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

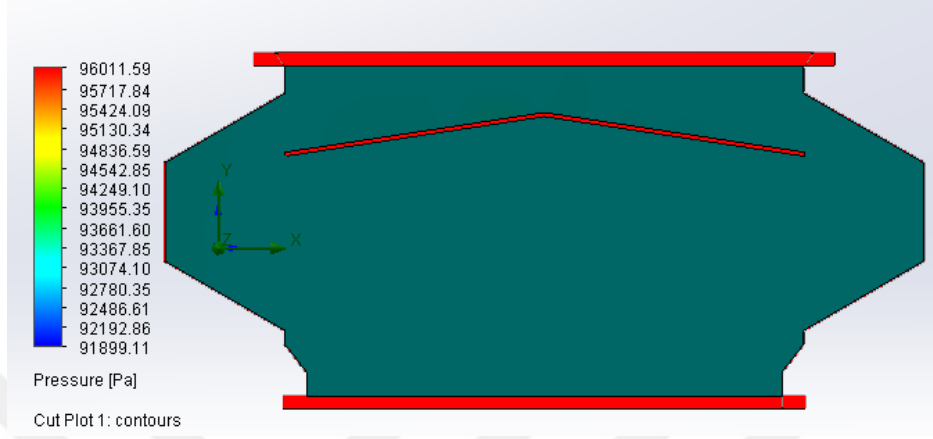


Şekil E.3.8. 8 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

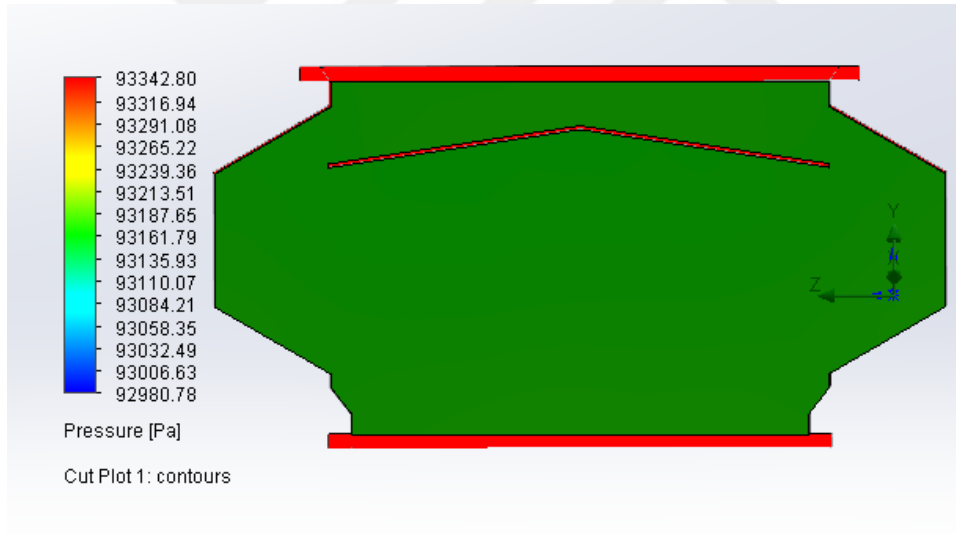


Şekil E.3.9. 9 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

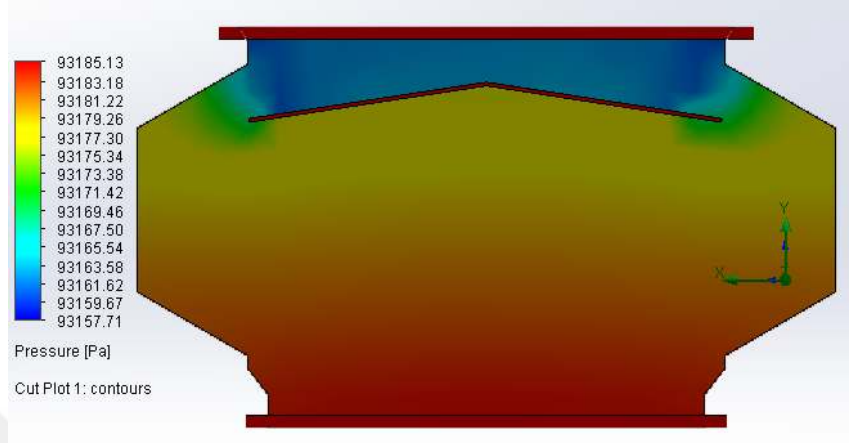


Şekil E.3.10. 10 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

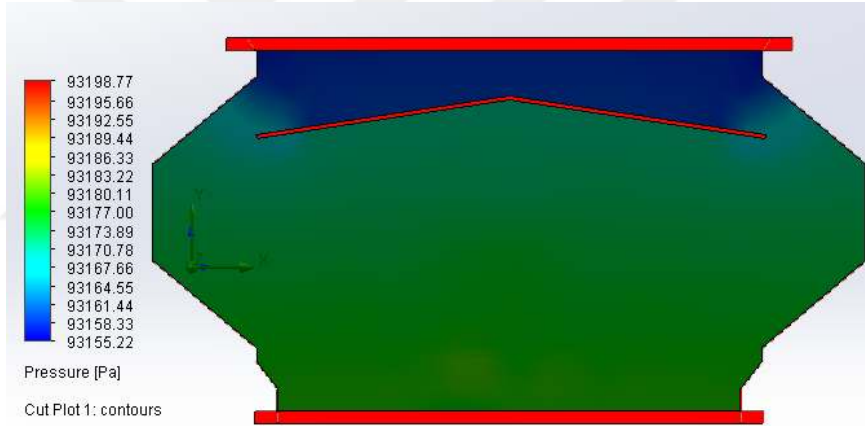


Şekil E.3.11. 11 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

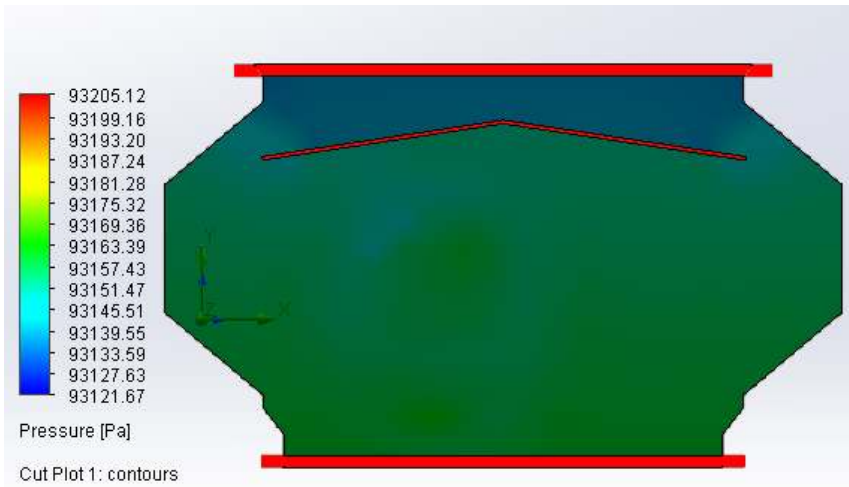
EK .3 (Devam)



Şekil E.3.12. 12 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

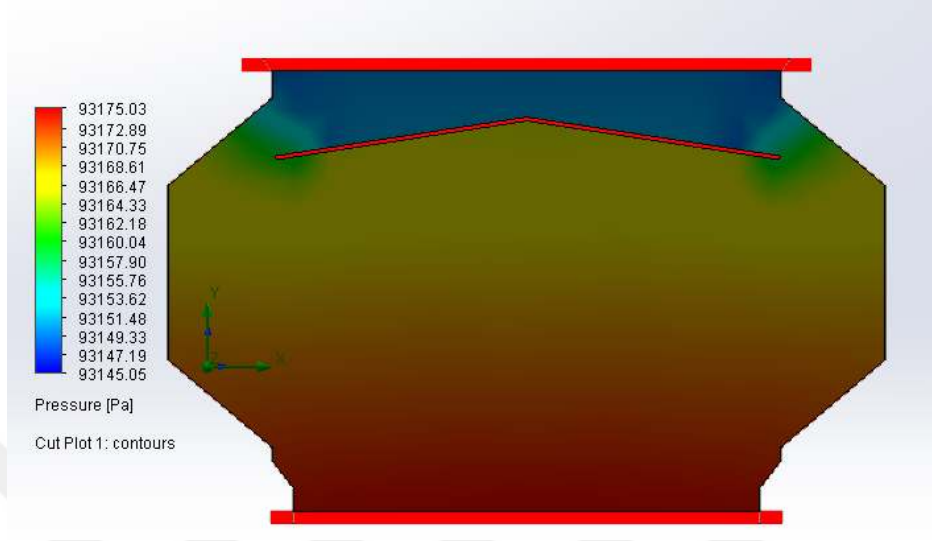


Şekil E.3.13. 13 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

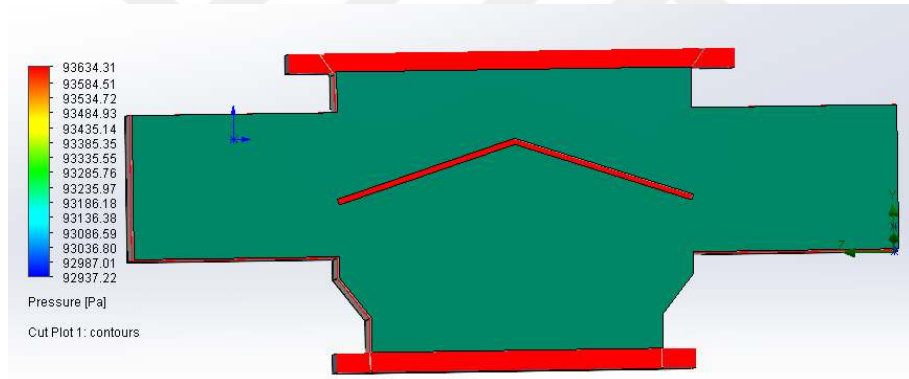


Şekil E.2.14. 14 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

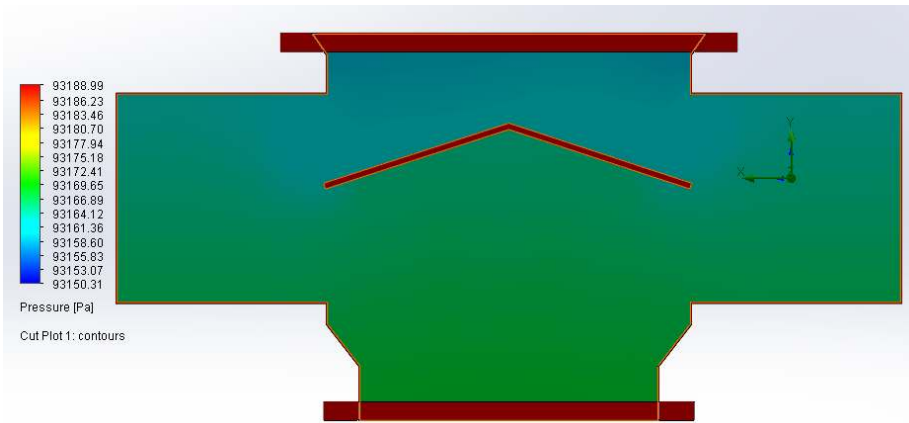
EK .3 (Devam)



Şekil E.3.15. 15 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

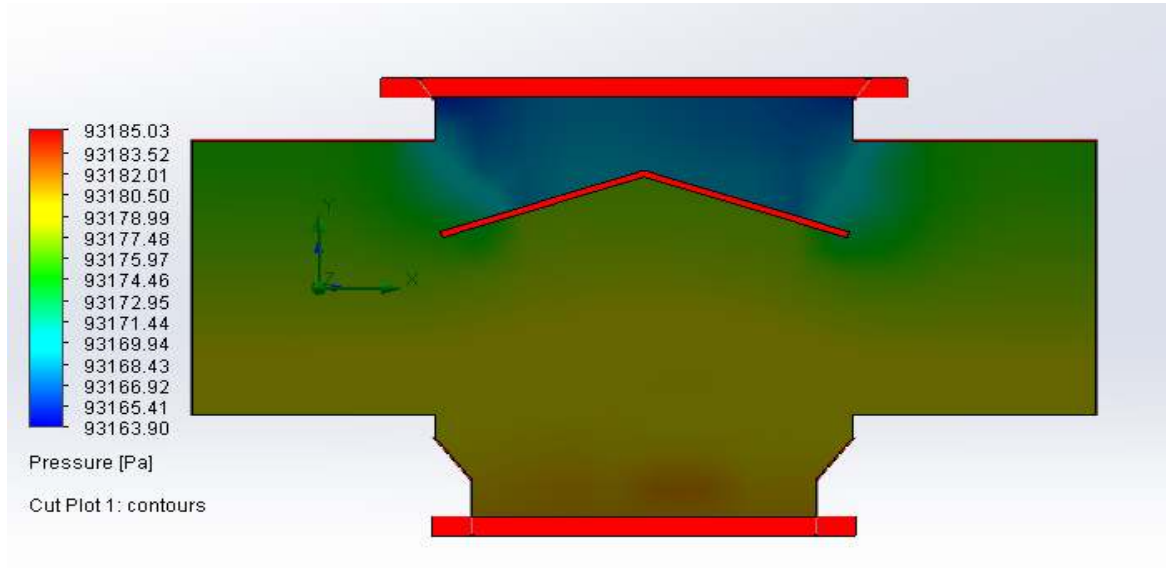


Şekil E.3.16. 16 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

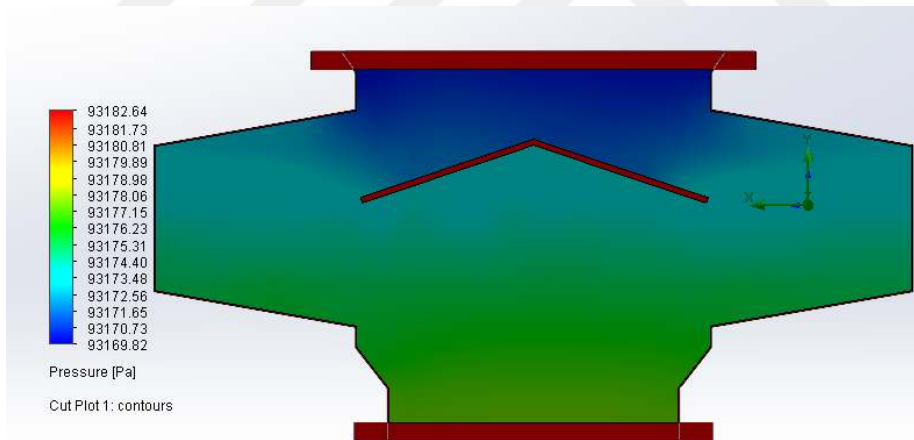


Şekil E.3.17. 17 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

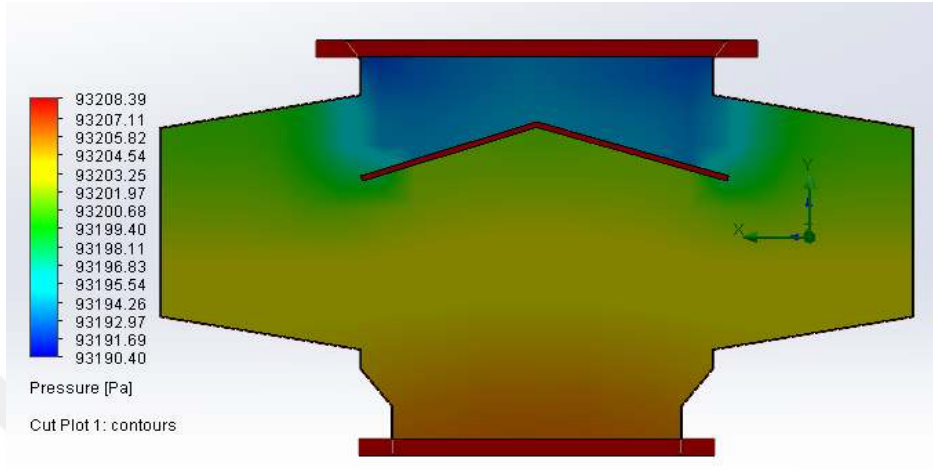


Şekil E.3.18. 18 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

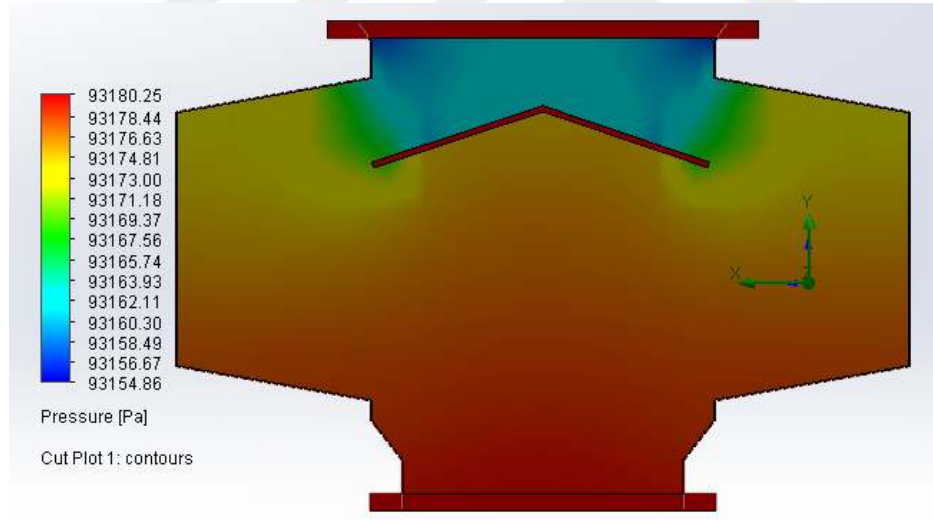


Şekil E.3.19. 19 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

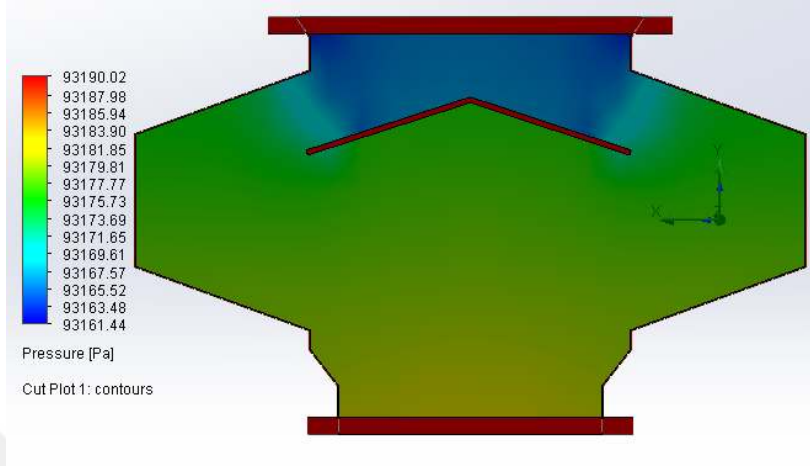


Şekil E.3.20. 20 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

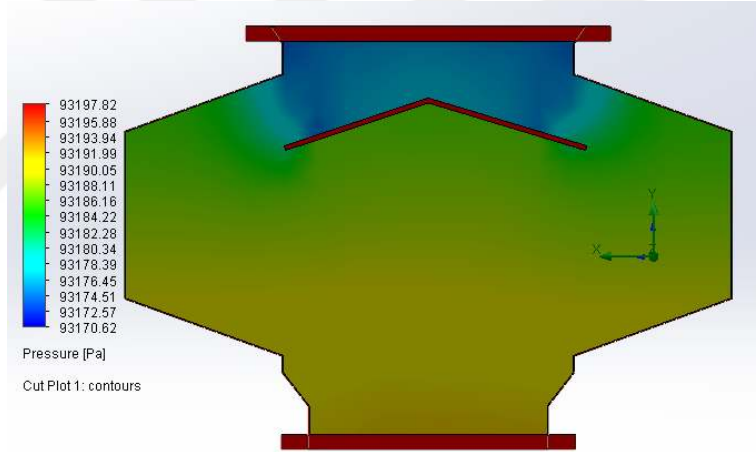


Şekil E.3.21. 21 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

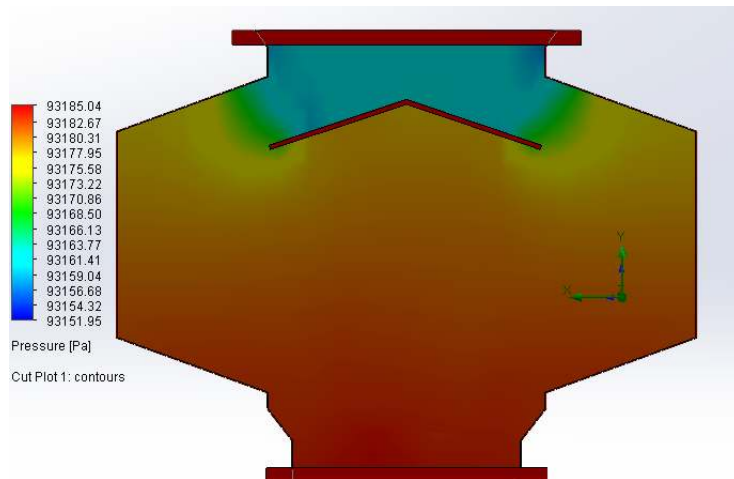
EK .3 (Devam)



Şekil E.3.22. 22 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

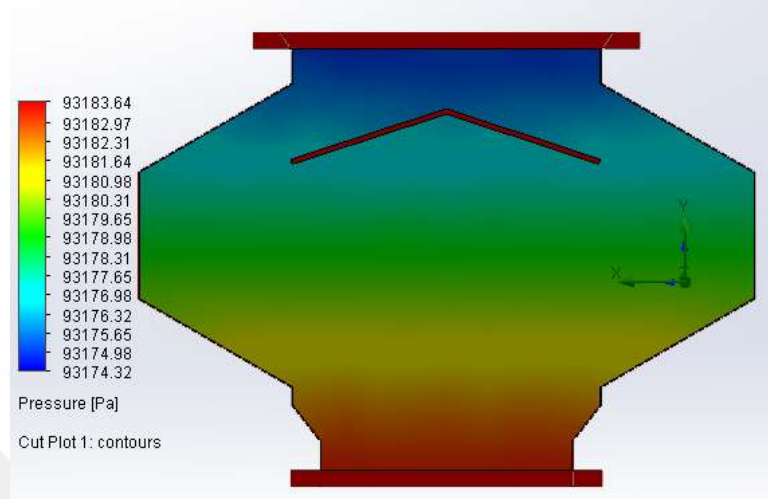


Şekil E.3.23. 23 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

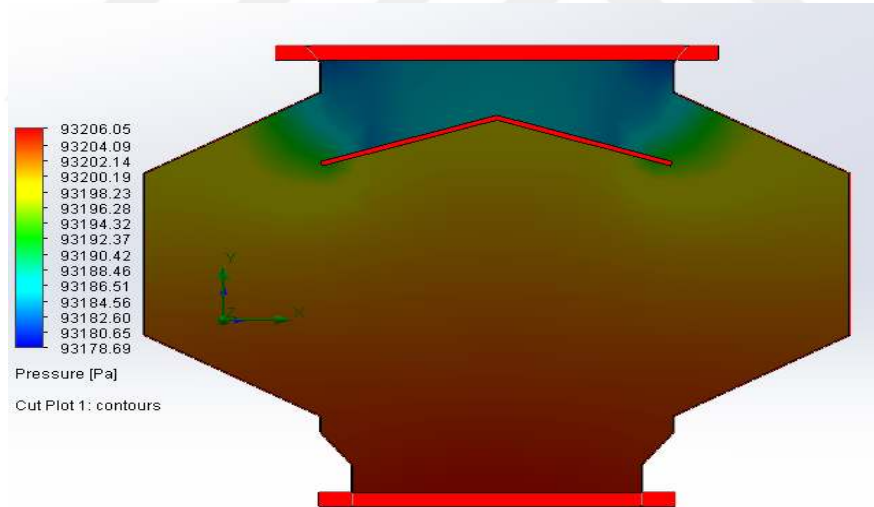


Şekil E.3.24. 24 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

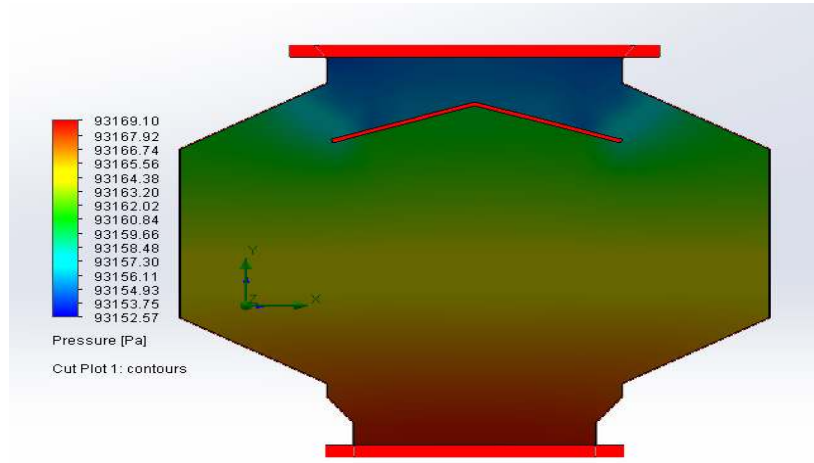


Şekil E.3.25. 25 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

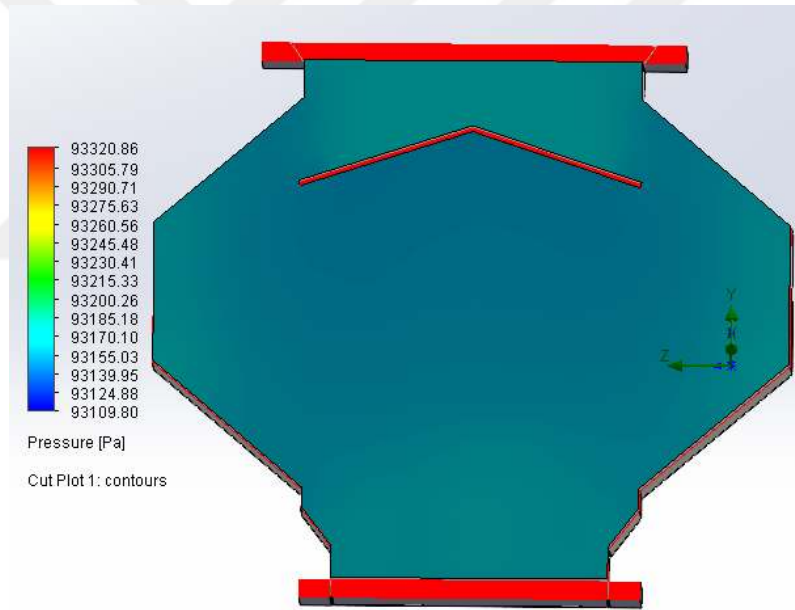


Şekil E.3.26. 26 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

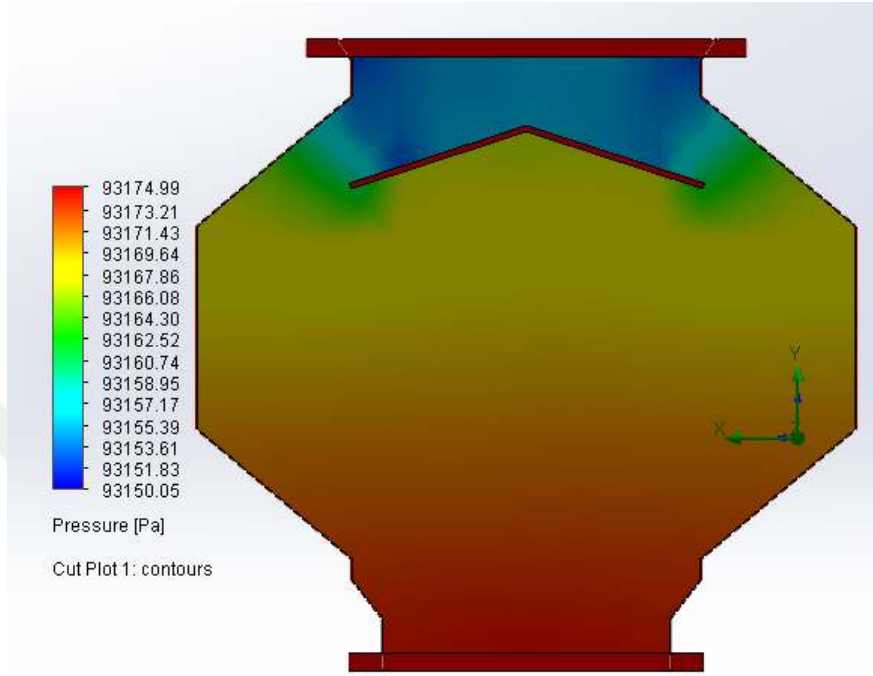


Şekil E.3.27. 27 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

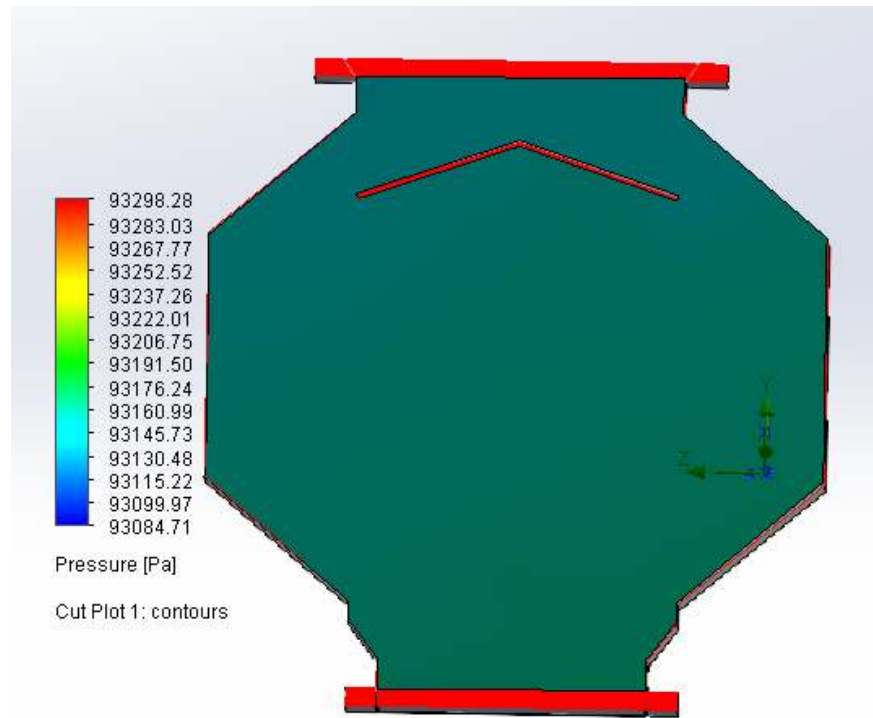


Şekil E.3.28. 28 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

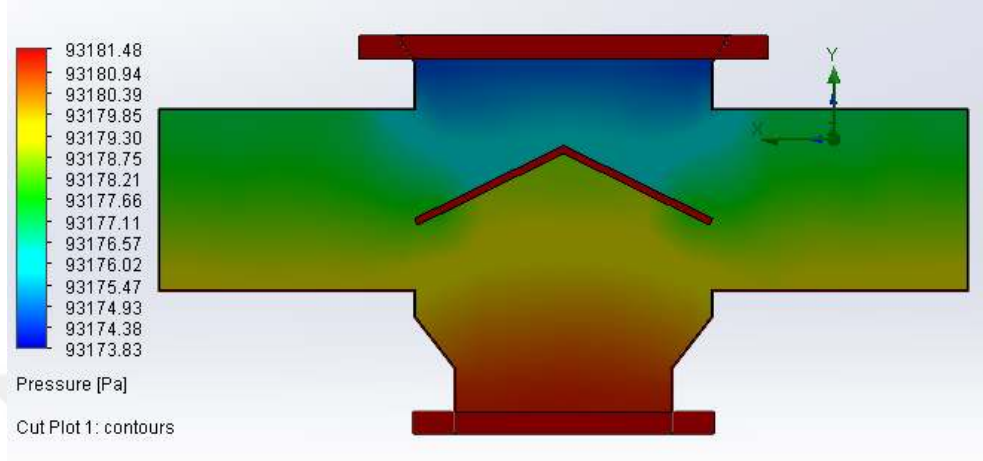


Şekil E.3.29. 29 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

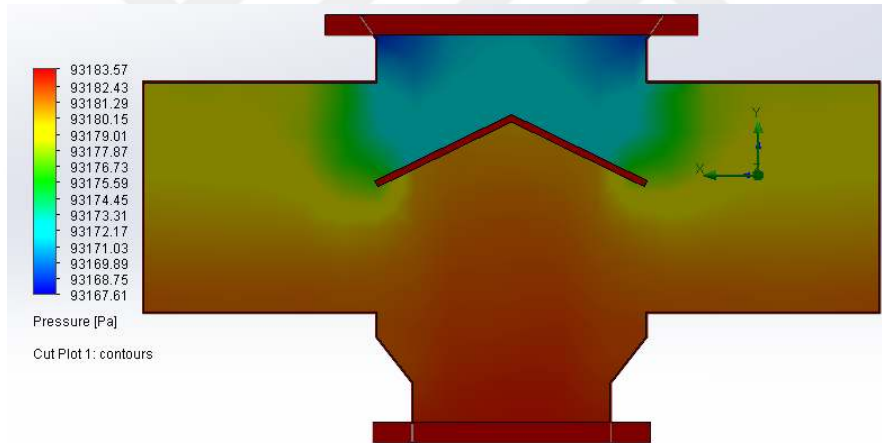


Şekil E.3.30. 30 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

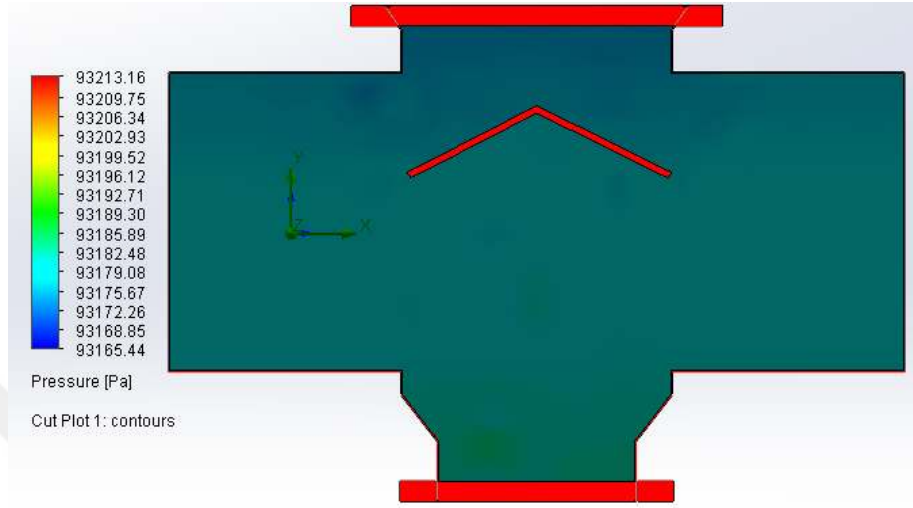


Şekil E.3.31. 31 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

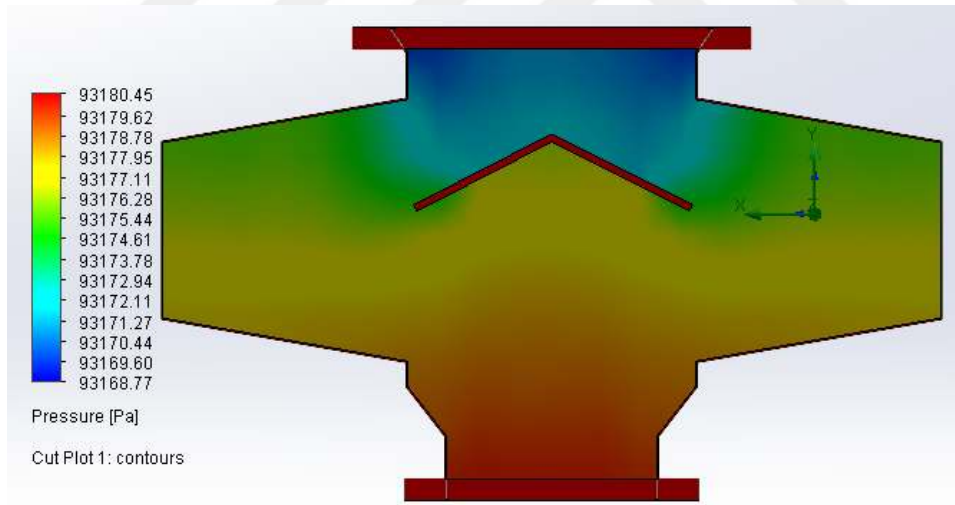


Şekil E.3.32. 32 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

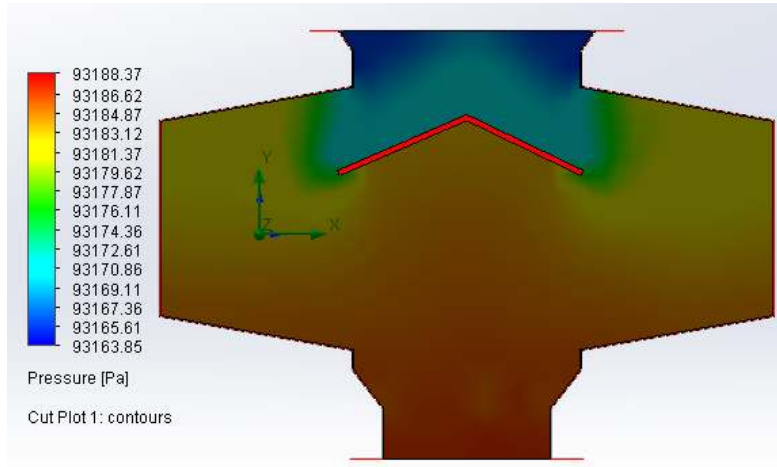


Şekil E.3.33. 33 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

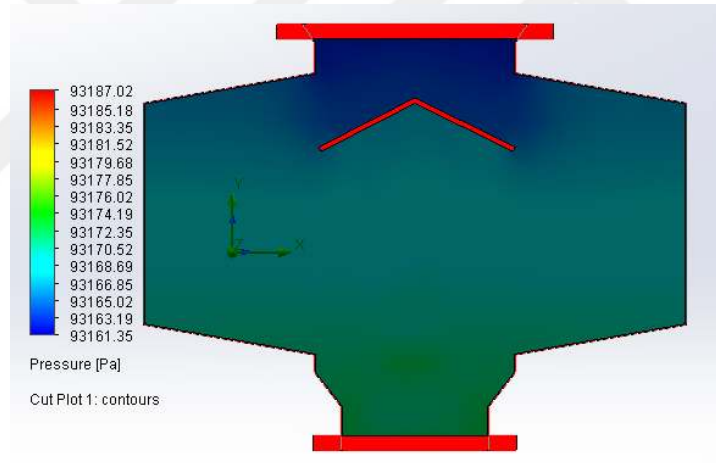


Şekil E.3.34. 34 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

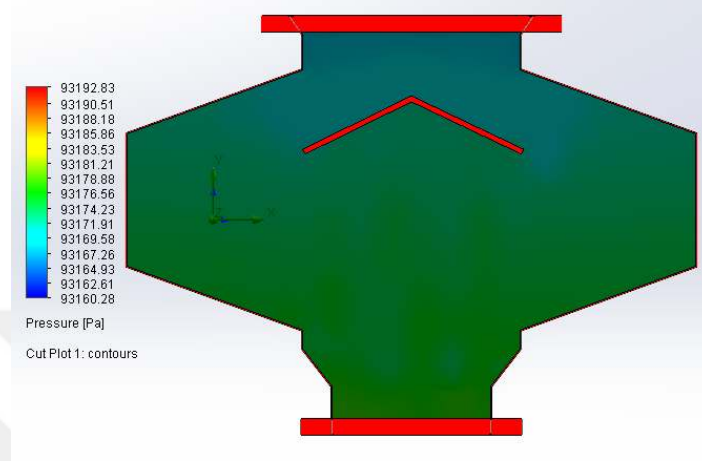


Şekil E.3.35. 35 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

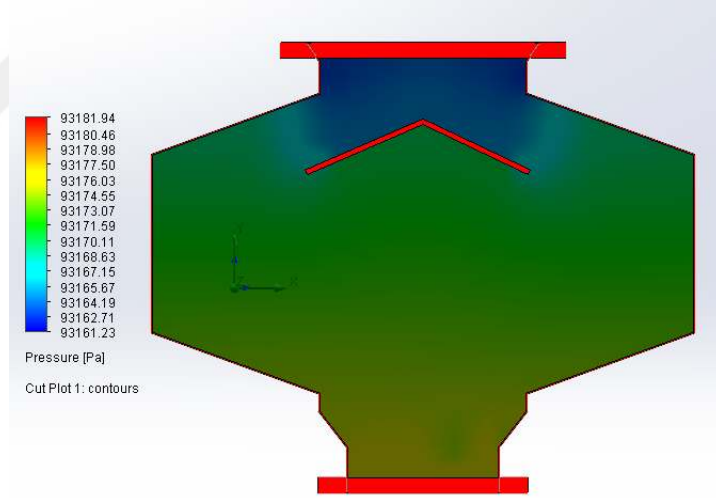


Şekil E.3.36. 36 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

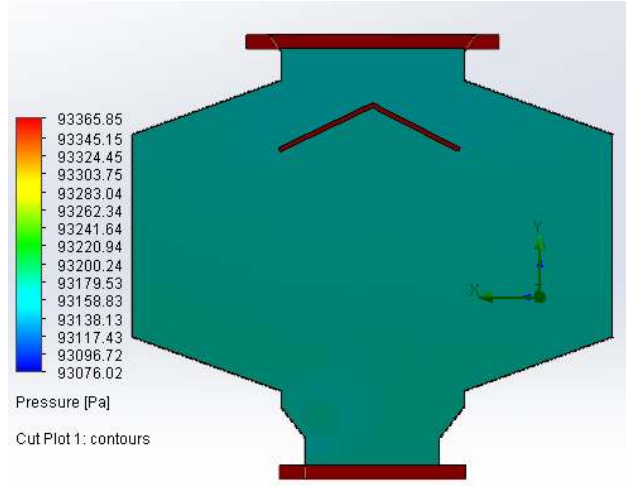
EK .3 (Devam)



Şekil E.3.37. 37 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

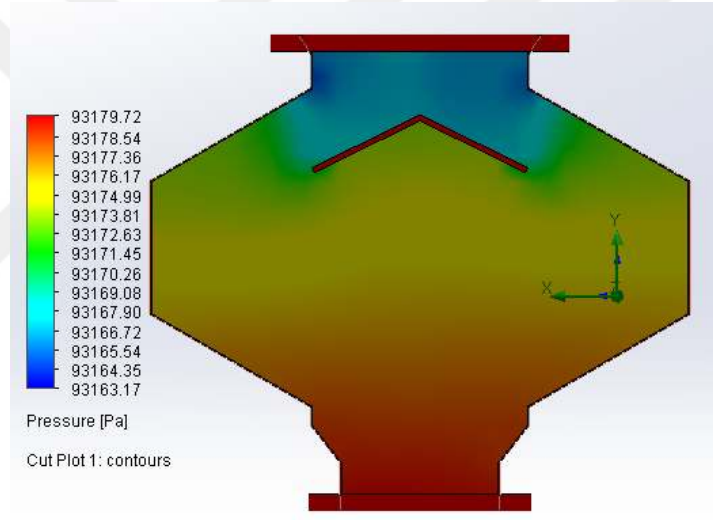


Şekil E.3.38. 38 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

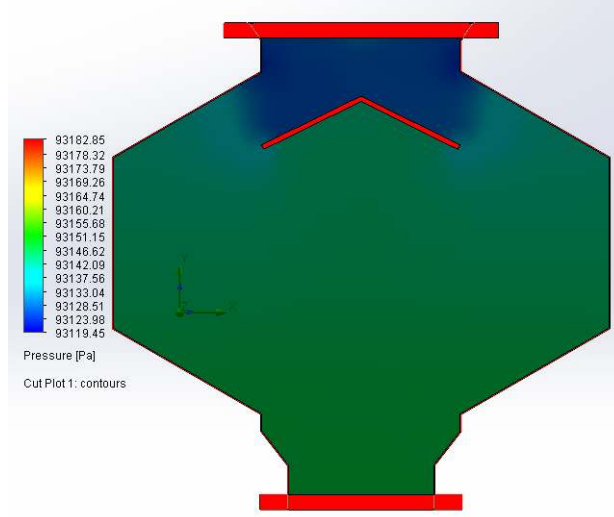


Şekil E.3.39. 39 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

EK .3 (Devam)

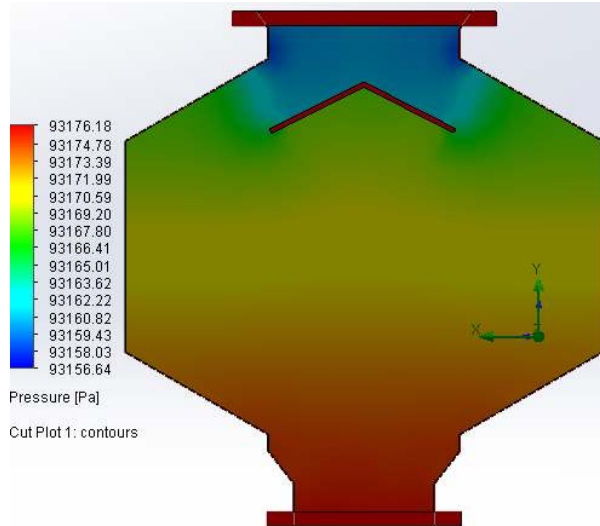


Şekil E.3.40. 40 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

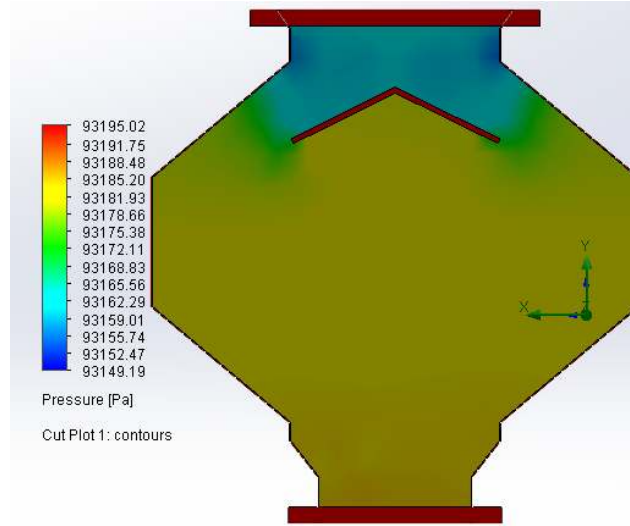


Şekil E.3.41. 41 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.

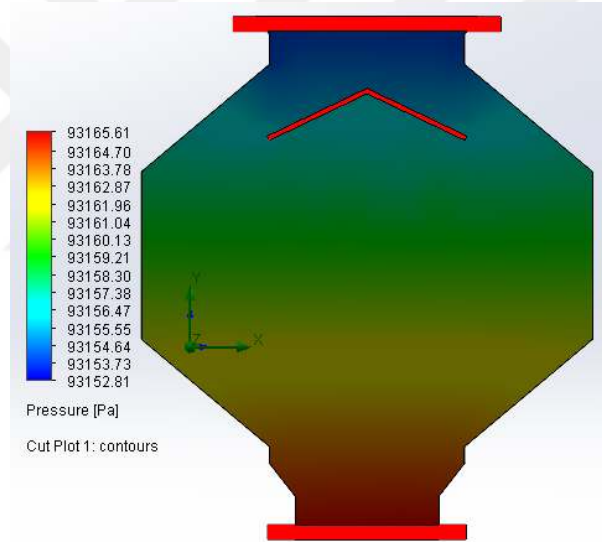
EK .3 (Devam)



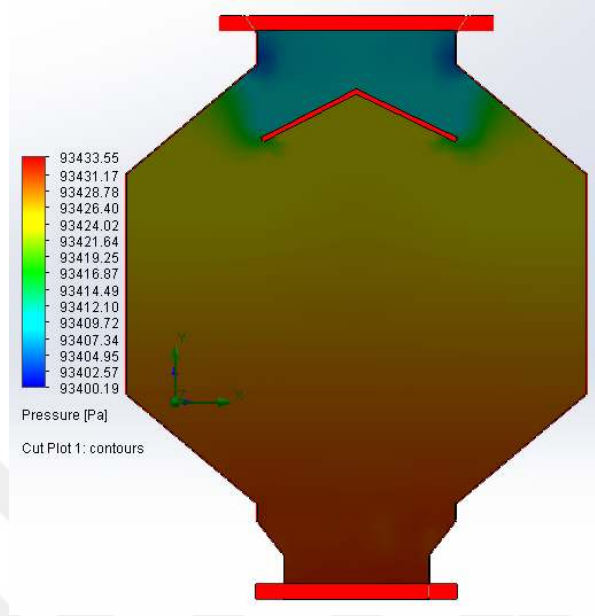
Şekil E.3.42. 42 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.



Şekil E.3.43. 43 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.



Şekil E.3.44. 44 numaralı tasarım kış dönemi analizi basınç değişimi.



Şekil E.3.45. 45 numaralı tasarım yaz dönemi analizi basınç değişimi.