İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SERBEST SOĞUTMA TEMELLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN SAYISAL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat YILDIZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SERBEST SOĞUTMA TEMELLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN SAYISAL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat YILDIZ
(503081119)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503081119 numaralı Yüksek LisansÖğrencisi **MuratYILDIZ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"SERBEST SOĞUTMA TEMELLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN SAYISAL ANALİZİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Doç. Dr. Yakup Erhan BÖKE** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Yrd. Doç. Dr. Oktay YILMAZ** Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **05 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **03 Haziran 2014**

Değerli Aileme veÖğretmenlerime,

ÖNSÖZ

Serbest soğutma temelli iklimlendirme sisteminin sayısal analizi konusunda hazırlamış olduğum bu yüksek lisans tezinde bana rehberlik eden değerli hocam Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ' e çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans çalışmalarım boyunca desteğini esirgemeyen Öğr. Gör. Dr. Sertaç ÇADIRCI, Araş. Gör. Abdussamet SUBAŞI, Araş. Gör. Mustafa ÖZSİPAHİ, Araş. Gör. Umut Can COŞKUN,Araş. Gör. Sibel TAŞ ve diğer arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu çalışma"Serbest Soğutma Temelli İklimlendirme Kontrol Sistemi" başlıklı proje çerçevesinde yapılan çalışmalardan olupprojeyi destekleyen TÜBİTAK-TEYDEB ve BARAN ELEKTRONİK SİSTEMLERİ SAN. TİC. LTD. ŞTİ' ye teşekkür ederim.

Bugüne kadar her türlü maddi ve manevi yardımlarını hiç düşünmeden yapan aileme ve yakın zamanda art arda kaybettiğim akrabalarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2014

Murat YILDIZ
(Mak. Müh.)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 1
1.2 Serbest Soğutma Sistemi 2
1.3 Literatür Araştırması 4
2. SAYISAL MODELLEME **7**
2.1 Yönetici Denklemler 7
2.2 Sayısal Çözüm Ağı 8
2.3 Matematiksel Model, Sınır Şartları ve Çözüm Yöntemi 12
2.3.1 G2 Filtrenin Hesaplanması 14
2.3.2 G3 Filtrenin Hesaplanması 16
3. SAYISALPARAMETRELERİN İNCELENMESİ **19**
3.1 Amaç 19
3.2 Çözüm Ağının İncelenmesi 19
3.3 Fanın Karakteristik Eğrilerinin Çıkarılması 22
4. SİSTEMDEKİ FİLTRENİN GÖZENEKLİ ORTAM OLARAK MODELLENMESİ **25**
4.1 Amaç 25
4.2 Filtre Katsayılarının Basınç Düşümüne Etkisi 25
5. GEOMETRİK PARAMETRELERİN İNCELENMESİ **29**
5.1 Amaç 29
5.2Kabin Boyutlarının Etkisi 29
5.3 Sistemdeki Parçaların Etkisi 38
6. SERBEST SOĞUTMA SİSTEMİNİN SAYISAL MODEL SONUÇLARI **47**
KAYNAKLAR **49**
ÖZGEÇMİŞ **51**

KISALTMALAR

CFD **:** Computational Fluid Dynamics
HAD **:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Parça listesi 10
Çizelge 2.2 : Sayısal analizlerde kullanılan akışkanın özellikleri ve çalışma koşulları. 13
Çizelge 2.3 :G2 filtrenin özellikleri (Url-3) 14
Çizelge 2.4 :G2 filtrenin hız-basınç düşümü tablosu 15
Çizelge 2.5 :G3 filtrenin özellikleri (Url-3) 16
Çizelge 3.1 :Çözüm ağı tiplerinin sonuçlara etkisi 21
Çizelge 3.2: Farklı giriş debileri için HAD analiz sonuçları. 22
Çizelge 4.1 : Tek bir filtre varsayımıyla yapılan analizler 26
Çizelge 4.2 : Ayrı ayrı filtre varsayımıyla yapılan analizler 26
Çizelge 5.1: Farklı boyutlarla yapılan analizlerin sonuçları 39
Çizelge 5.2 : Farklı modellerle yapılan analizlerin sonuçları 40
Çizelge 5.3 : Filtresiz ile filtreli modellerin sonuçları 43

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Psikometrik diyagram (Aktacir, 2011) 3
Şekil 1.2: Tipik bir serbest soğutma uygulaması (Url-1). 4
Şekil 2.1 : Sistemin Boyutları 9
Şekil 2.2 : Sistemin patlatılmış resmi 9
Şekil 2.3 : Mevcut sistemin katı modeli ve oluşturulan sayısalçözüm ağı kesiti.....10
Şekil 2.4 : Fanın teknik resmi (Url-2). 11
Şekil 2.5 : Fan için oluşturulan sayısal çözüm ağı 12
Şekil 2.6 :G2 filtre(Url-3). 14
Şekil 2.7 : G2 filtrenin hız-basınç grafiği(Url-3). 15
Şekil 2.8 : G3 filtre(Url-3). 16
Şekil 2.9 : G3 filtrenin hız-basınç grafiği (Url-3). 17
Şekil 3.1 : Altıgen elemanlı hassas çözüm ağı 19
Şekil 3.2 : Altıgen elemanlı daha hassas çözüm ağı 20
Şekil 3.3 : TGrid elemanlı hassas çözüm ağı 20
Şekil 3.4 : PolyHedra elemanlı hassas çözüm ağı 21
Şekil 3.5 : Fanın sayısal analizlerle elde edilmiş karakteristik eğrileri 23
Şekil 3.6 : Fanın gerçek karakteristik eğrileri (Url-2). 23
Şekil 3.7 : (a)Fan üzerindeki statik basınç (Pa), (b) dinamik basınç (Pa),(c) hızvektörleri (m/s) ve (d) akım çizgileri (m/s), (Giriş debisi 2530 m³/h). 24
Şekil 4.1 : Filtre modeli 25
Şekil 5.1 : Fan için tanımlanan hidrolik çap formülü ve düzeltme katsayısı (Url-2).29
Şekil 5.2 : Özgün modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı 30
Şekil 5.3 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s) 30
Şekil 5.4 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s) 31
Şekil 5.5 : Akım çizgileri (m/s). 31
Şekil 5.6 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB). 31
Şekil 5.7 : 520x595 modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı 32
Şekil 5.8 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s) 32
Şekil 5.9 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s) 32
Şekil 5.10 : Akım çizgileri (m/s) 33
Şekil 5.11 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB) 33
Şekil 5.12 : 700x595 modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı 33
Şekil 5.13 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s) 34
Şekil 5.14 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s) 34
Şekil 5.15 : Akım çizgileri (m/s) 34

Şekil 5.16 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB) 35
Şekil 5.17: (520-87)x595 modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı 35
Şekil 5.18 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s)..... 35
Şekil 5.19 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s)..... 36
Şekil 5.20 : Akım çizgileri (m/s) 36
Şekil 5.21 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB) 36
Şekil 5.22 : (520+180)x595 modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı..... 37
Şekil 5.23 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s)..... 37
Şekil 5.24 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s)..... 37
Şekil 5.25 : Akım çizgileri (m/s). 38
Şekil 5.26 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB). 38
Şekil 5.27 : Filtresiz ile filtreli modellerin karşılaştırılması 44
Şekil 5.28 : Modelin negatifi ve oluşturulan hassas çözüm ağı..... 45
Şekil 5.29 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s)..... 45
Şekil 5.30 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış akım çizgileri (m/s)..... 46
Şekil 5.31 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış statik basınç kontürleri (Pa)..... 46
Şekil 5.32 : Akım çizgileri (m/s). 46

SERBEST SOĞUTMA TEMELLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN HAD ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde enerji tasarrufu hem kaynakların verimli kullanımı hem de gereksiz enerji maliyetleri açısından önem taşımaktadır. Ayrıca, gelişen teknoloji ile birlikte elektronik alanındaki ilerlemeler insanların hayata olan bakış açısını arttırmıştır. Bununla birlikte, teknolojik cihazların çalışması çok fazla ısının açığa çıkmasına neden olmaktadır. Bu ısı, kapalı bir ortam için klima vasıtasıyla transfer edilebileceği gibi uygun şartlarda dış ortam havasıyla ısının sistemden atılmasıda sağlanabilmektedir. Tam havalı iklimlendirme sistemlerinde uygulanılan serbest soğutma, enerji tasarrufu sağlamak için önerilen yöntemlerden biridir.Ayrıca, serbest soğutma teknikleri enerji maliyetlerini azaltmak için doğrudan kullanılabilir. Serbest soğutma, bir oda veya kabinin doğrudan dış hava ile soğutulması temeline dayanmaktadır. Bu sebeple,düşük dış sıcaklığa sahip soğuk hava soğutma sistemlerinde enerji tasarrufuna yardımcı olabilir. Özellikle, serbest soğutma uygulaması telekomünikasyon alanında kendine genişbir yer edinmiştir.

Elektronik cihazlarda üretilen ısının soğuk dış ortam havasıyla soğutulması gereksiz enerji ve kaynak kullanımını önlemektedir. Sistem,serbest soğutmanın mümkün olduğu durumda harekete geçmektedir.Ayrıca, hem klimanın hem de serbest soğutmanın uygulanacağı sıcaklık aralıkları da mevcuttur. Eğer belirli bir bağıl nem oranını geçmeden sıcaklık farkı ne kadarfazla olursa sistemin verimi de o derecede iyi olmaktadır. Serbest soğutma etkinliğini arttırmanın en etkili yollarından birkaçı sistemin akış yolunun düzenlenmesi ve sistemden geçen hacimsel debinin attırılması esasına dayanmaktadır. Bu tezin amacı, serbest soğutma temelli bir sisteminin tasarımı, analizi ve geliştirilmesini konu almaktadır.

Öncelikle sistemde kullanılan fanın HAD analizleri ele alınmıştır. Bu analizlerin ışığında sistem için uygun parametreler ile filtre katsayılarını da göz önünde bulundurarak çeşitli modeller oluşturulmuştur. Bu modellerhem hacimsel debi hem de gürültü açısından incelenerek en uygun model belirlenmiştir. Gürültü seviyesi, HAD analiz programı içinde mevcut parametreleri kullanarak sadece modeller arasında bir kıyaslama olarak ele alınmış olup ayrıntılı bir akustik çalışma yapılmamıştır. Bununla birlikte, sistemde kullanılan fanın gerçek akustik ölçümler ile analizlerle elde edilen sonuçlar incelendiğinde bir paralellik gözlemlenmiştir. Gürültünün ele alınmasının başlıca nedeni cihaza yakın ve/veya yankı alanı içinde bulunan insanların sese karşı olan rahatsızlığından kaynaklanmaktadır.

CFD ANALYSIS OFANAIR CONDITIONING SYSTEM BASED ONFREE COOLING

SUMMARY

Nowadays, energy saving is an important subject on account of the effective use of resources and the reducing of cost. Furthermore, the progress in the electronics industry and advancing technology lead to increase people's perspective in life.On the other hand, many technological devices cause heat generation. For an enclosed volume, heat generated by electronic devices can be removed by air conditioning systemsor using the ambient airunder certain conditions. Full air climate systems is one of the methods recommended for energy saving. Moreover, free cooling techniques can be used to reduce the energy costs directly. Free coolingis based on the cooling of a room or cabinet by means of ambient air. Thus, in the cooling systems, the ambient air with low temperature can improve energy saving. Especially, applications of free cooling has widely adopted in the telecommunication industry.

Removing of the heat generated from the system by the cold ambient airavoids unnecessary use of energy. The air conditioning system begins to work when the free cooling is applicable. Additionally, there are the temperature ranges that are applicable for the free cooling and air conditioning. The performance of the cooling system increases with the increasing temperature difference under the certain relative humidity rates. The most effective way to increase the temperature difference is to design the flow path and increase of the volumetric flow rate. The aim of this thesis is to develop and to design a free cooling based air conditioning system.

The system considered mainly consists of fan, cabinet, filter and other necessary electronic components. Firstly, the CFD analysis of the fan used the system is considered regarding the mesh number and type. A centrifugaltype fan which takes the cooling air in the axial direction and transfers to the outlet in the radial direction is used in the system. The fan stands out with the grooves that change the flow pattern placed on the fan blades among the other fan types. The cooling air pressured by the fan provides a regular circulationin the cabinet or the system room. Moreover, it decreases the effects of the local vortical structures.Thus, providing regular air flow into the cabinet or system room has a crucial importance in order to control the thermal parameters such as temperature, relative humidity, wet bulb temperature, dew point temperature.

First of all, the negative volume of the fan is obtained. Then, in order to analyze the effects of mesh type, different types of mesh including Hexcore, TGrid and PolyHedraare employed.CFD simulations are carried out using the finite volume based Ansys-Fluent commercial software under the incompressible-steady flow conditions. The results are compared to the catalog values of pressure drop under the constant volumetric flow rate and rotational speed. CFD analyzes are also conducted to obtain the characteristic curves of the fan. Although PolyHedra mesh type reduces the mesh size at considerable rates, it is not preferred due to the unacceptable results.

As a result, the Hexcore mesh type is selected to give reliable and compatible results with the catalog values and 6% difference with the real characteristic curve values. This is due to the grid structure, namely triangular mesh vicinity of the walls and tetrahedral mesh for the other regions of the domain.Then the simulations are carried out for different mesh sizes to ensure to obtain grid independent solutions. In the simulations, the k-ε realizable model with the standard wall function is considered as the turbulence model. Because this model includes the terms which are the eddy viscosity definition to obtain the normal Reynolds stress in an incompressible strained mean flow, it is taken into account by the swirl effects in the rotating flows.

The above mentioned procedure is employed for all the system simulations. For this case, computational domain is divided into the seven different zones in order to avoid negative effects of complexity of the system geometry. Thus, it becomes very easy to divide tetragonal volumes in the many regions of the zones resulting the more feasible computational domain and lesser number of mesh. The interfaces are defined between the divided volumes.

Since the above mentioned analyzes carried out with the absence of the filter placed inside the system, the CFD gives larger results than the actual values with the percentage of 55%.It is necessary to obtain the coefficients of filter in order to obtain more realistic CFD solutions.To achieve this purpose, we need to obtain a relation between the volumetric flow rate or mean velocity of the air and the pressure drop. Then,the necessary filter coefficients are determined by using a parabolic equation obtained utilizing the catalog values of the filters including the inertia and viscousresistance. The valuesof these defined filter parameter are used as input values of theCFD program.

After obtained accurate solutions, CFD simulations are carried out by changing the geometrical design parameters of the system and component types used in the system including the constructions of the centrifugal fan (the size of the slot around the centrifugal fan, the dimensions of the control volume etc.) to achieve a higher system performance monitoring the pressure drop of the system under the mass flow inlet and the pressure outlet boundary conditions with constant rotational speed.

In addition to the above mentioned analysis, acoustic analyses of the designed system configurations are also analyzed to avoid the unexpected effects of the excessive noise on the people. The noise generated by the system mainly depends on the speed of the fan, geometry of the system designed and thepressure difference between the system inlet and outlet of the system. A deep acoustic analyses is out of the scope this thesis. The noise generated from the designed systems is only used as a performance evaluation parameter so as to determine the effectiveness of the designed systems. For the acoustic analyzes,an algorithmincorporated within the Ansys-Fluent code is employed. It was foundthat the acoustic analyses results are found in very good agreement with the measured values of the centrifugal fan.But, a detailed acoustic analyzes are not been carried out.

It has been concluded that the geometrical effects of the supporting parts of the centrifugal fan has a great importance of the performance of the designed systems. Thus, the centrifugal fan supporting partconfiguration which has the least influence on the air circulation around the centrifugal fan gives the best results.

On the other hand, it is necessary to look up the datasheet of the centrifugal fan. Because, the analysis areconducted for the system in all cases, there has been no important change in the dimensions of the system. There are many dependent

parameters of the properties of the fan. These properties are the modifications of the angle of attack, inlet diameter, outlet diameter, the exit angle, the thickness of the fan. Moreover, there is the special hydraulic diameter which is defined related to the diameter of the fan, width and height of the box. Its measurements are given in the table which includes the graph of the volumetric air flow versus the correction coefficient. The system can be developed with these values. Unfortunately, the sizes of the system cannot be changed because of the unneeded cost and the occupation of place.

1. GİRİŞ

Enerji tasarrufu, kaynakların azalmasına bağlı olarak her geçen gün önem kazanmaktadır. Makinelerin ve cihazların tükettiği enerji miktarlarında günden güne bir artış gözlenmektedir. Elektronik cihazların boyutlarının gittikçe küçülmesi çevreye verdiği birim alanda üretilen ısı bakımından büyük oranda bir artışa neden olmaktadır. Diğer taraftan, cihazların harcadığı enerjiye bağlı olarak ürettikleri ısıyı sistemden atmak için kullanılan klima ve diğer iklimlendirme cihazları ise ek bir maliyet olarak karşımıza çıkmaktadır. İletişim çağında olduğumuz bu yüzyılda enerjiye olan ihtiyacımızın yıllar içinde artmasıyla özellikle etkin iklimlendirme sistemlerinin telekomünikasyon alanında kendine genişce yer bulması kaçınılmazdır.

İletişim cihazları ile bu cihazları besleyen güç kaynaklarının yaymış olduğu ısı, genellikle baz istasyonları gibi bir sistem dolabı içinde klima tarafından soğutularak şartlandırılmış hava olarak tekrar kullanılır. Öte yandan, serbest soğutmanın bulunduğu iklimlendirme sistemlerinde taze dış ortam havası ile soğutma yapılması enerji tüketimini önemli ölçüde azaltmaktadır.

Mevcut sistem için önce sistemde kullanılan fanın analizi yapılmış ve sayısal yöntemin geçerliliği sınanmış daha sonra sisteme geçilmiştir. Sistemde karşılaşılan en büyük sorunlardan birisi fanı desteklemekte kullanılan ve fan tutucu olarak adlandırılan parçanın kenarlarının dolu olmasıdır. Bu durum özellikle hava akışını engelleyerek sistemin basınç farkının ve dolayısıyla veriminin de düşmesine neden olmaktadır. Bu tezde sistemde yer alanfiltre gözenekli ortam olarak modellenerek, basınç kayıpları hesaplanmış ve sistem üzerinde gerekli iyileştirmeler yapılmıştır. Analizlerde sistem verimive gürültü seviyesini göz önüne alanen iyi konfigürasyon araştırılmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Mevcut bir serbest soğutma cihazını göz önüne alarak sistem için gerekli hava akış yolunun yeniden düzenlenmesini ve farklı modellerle yapılan HAD analizleri ile

performans değerlerinin arttırılmasını konu almaktadır. Bu analizler ışığında sistem için uygun görülen belirli bir hacimsel debi ile açısal hız değeri için alınan basınç ve moment değerleri ile genel verimiiyileştirilme çalışmaları yapılmıştır. Ayrıca, cihaza yakın veya yankı alanı içinde bulunan insanların sese karşı olan rahatsızlığından kaynaklanan gürültü seviyeleri de ele alınmıştır. Gürültü, literatürde akustik bir çalışma olarak geniş alana sahiptir. Bu tezde gürültü, sadece modeller arasında bir kıyaslama olarak ele alınmış olup detaylı bir çalışmaya yer verilmemiştir.

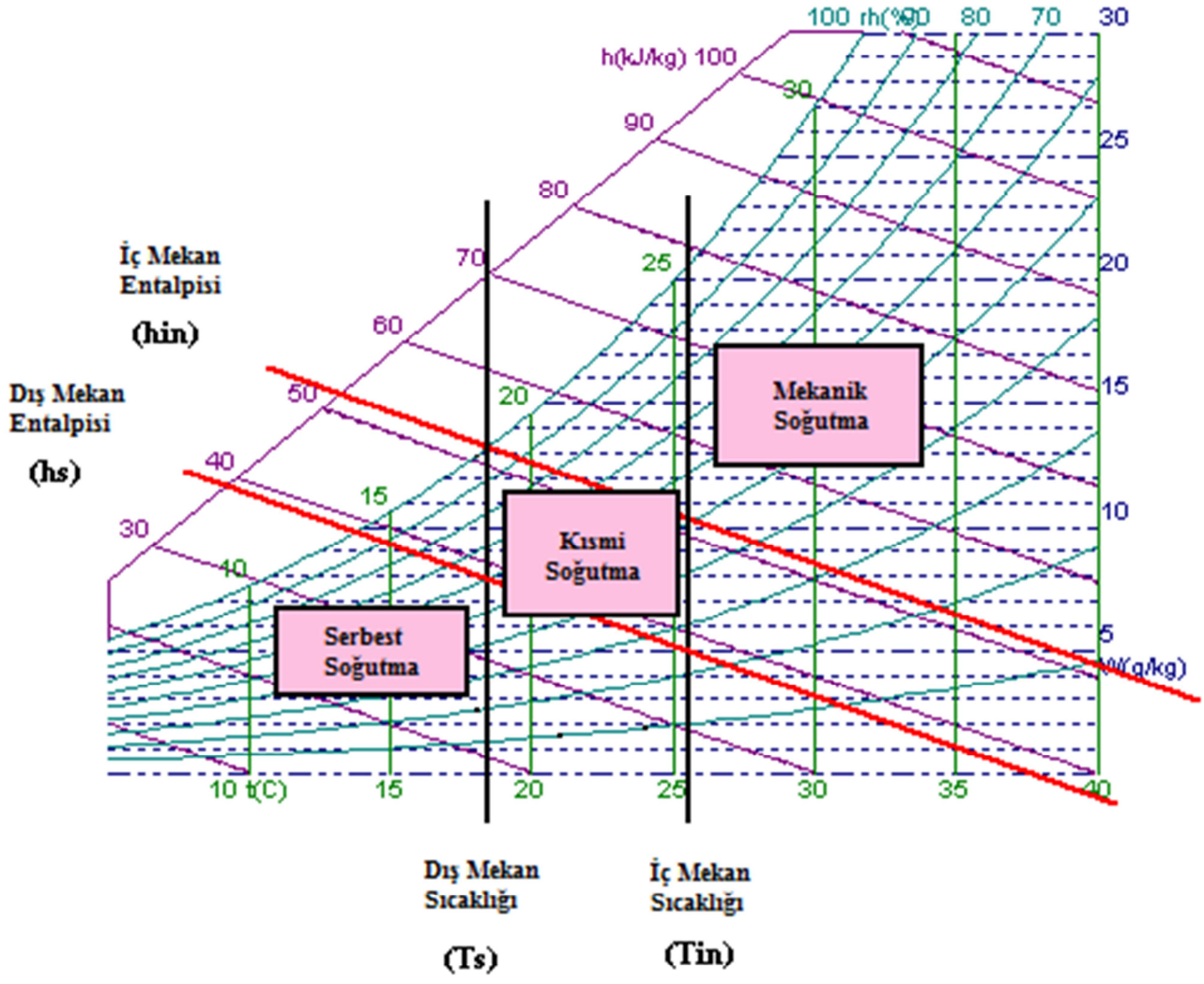
1.2 Serbest Soğutma Sistemi

Havalı tip bir iklimlendirme sisteminde serbest soğutma, dış hava şartlarına göre entalpi veya sıcaklık kontrollü olarak yapılır. Bu sistemler, dış hava entalpi kontrollü veya sıcaklık kontrollü serbest soğutma sistemleri olarak adlandırılır.

Entalpi kontrollü sistemde, dış hava ile dönüş havası entalpileri kontrol edilir. Bazı sistemlerde dönüş havası entalpisinden bağımsız olarak, sadece dış havanın entalpisi de kontrol edilir. Dış havanın dönüş havası entalpisinden düşük olduğu değerlerde sistem serbest soğutma yapmakta, büyük değerlerinde ise sadece klima tarafından gerçekleştirilen mekanik soğutma yapmaktadır. Burada kullanılan entalpi sensörleri ile, sıcaklık ve bağıl nem ölçülerek entalpi belirlenir. Bağıl nemin ölçülmesi nispeten daha pahalı ve güvenirliliğinde çeşitli sorunlar yaşanmaktadır. Ancak son yıllarda piyasada, uygun hassasiyette entalpi sensörleri bulmak kolaylaşmıştır. Bu yöntemde havanın taşıdığı enerji belirlendiğinden iç konfor şartları tam olarak sağlanır. Sıcaklık kontrollü sistemde havanın enerjisi belirlenmediğinden bazı sıkıntılar yaşanabilir. Örneğin yüksek sıcaklıktaki bir havanın entalpisi taşıdığı nem sebebiyle daha düşük sıcaklıktaki bir havanın entalpisinden düşük olabilir. Bu sistemlerde en doğru çözüm entalpi kontrolüdür. Fakat uygulamalarda sıcaklık kontrolü, entalpi kontrolüne göre daha kolay olduğundan daha çok tercih edilmektedir.

Sıcaklık kontrollü sistemlerde kullanılan termostat, belirli bir sıcaklık değerine ayarlanabildiği gibi, dış hava ile oda sıcaklığı arasındaki farka göre de ayarlanabilir. İklimlendirme sistemi dış hava sıcaklığı ayardeğerine göre, mekanik soğutma, serbest soğutma veya kısmi serbest soğutma yapar. Dış hava sıcaklığının ayardeğerinin üstüne çıktığı durumlarda, mekanik soğutma yapılır ve havalandırma için gerekli minimum oranda taze hava kullanılır. Ayardeğerinin altındaki dış hava değerlerinde ise, maksimum oranda dış hava kullanılarak serbest soğutma yapılır.

Burada, dış hava sıcaklığının üfleme sıcaklığının altındaki değerlerinde dış hava doğrudan mahale gönderilir. Soğutma grubu devre dışı kalır, bu çalışmaya tam (%100) serbest soğutma denir. Dış hava sıcaklığının üfleme sıcaklığından büyük olduğu değerlerinde ise, dış hava soğutma serpantininden geçirilerek üfleme sıcaklığına kadar soğutulur. Soğutma grubu devrededir, ancak soğutma grubunun yükü azalmıştır. Bu çalışma şekline kısmi serbest soğutma denir.



Şekil 1.1 : Psikometrik diyagram (Aktacir, 2011).



Şekil 1.2 : Tipik bir serbest soğutma uygulaması (Url-1).

1.3 Literatür Araştırması

Bu bölümde serbest soğutma temelli iklimlendirme sistemi ile ilgili literatürde yer alan çalışmalar incelenmiştir.

Naveen (2011). telekomünikasyon şirketlerinin bilgilendirme teknolojilerinde kullanılan veri hizmet sağlayıcılarının hava akışının düzenlenmesini ve sistemin ısıl performansının arttırılmasını konu alan sayısal bir çalışma yapmıştır. Sistem soğutma yükünün hem verim hem de ek maliyetler açısından önemli ölçüde azalttığını belirtmişlerdir.

Abimannan ve diğ. (2011). hizmet sağlayıcılarında kullanılan ekonomizör çevrimi için serbest soğutmanın kullanılmasınıanlatan deneysel bir çalışma gerçekleştirmişir.İklim şartlarına bağlı olarak serbest soğutma yönteminde özellikle sulu tip ekonomizörlerin kullanılması sistem performansını hem verim hem de maliyet açısındanfark edilir bir şekilde iyileştirdiğini belirtmişlerdir.

Das ve diğ. (2012). telekomünikasyon şirketlerinde kullanılan cihazların soğutulması klima tarafından karşılanmaktadır. Bu durum özellikle sera gazlarında önemli bir artışa neden olmaktadır. Hem sera gazı salınımını azaltmak için hem de enerji tasarufu sağlamak için yapılmış deneysel çalışmadır.

Das ve diğ. (2013). enerji tasarufu sağlamak amacıyla hizmet sağlayıcılarında serbest soğutma uygulamasını ele almışlardır. Bu uygulamada, artan sıcaklık aralığı ile nem kontrolünde yaşanılan durumlardan dolayı sistemin güvenirliliğinden kaynaklanan sorunları konu alandeneysel bir araştırmadır. Sistemden belirli aralıklarla alınan ölçümler gerek sistemin bakımını gerekse parçaların ömrünü tahmin etmekte önemli olduğu belirtilmiştir.

Roualt ve diğ. (2013).boru demetleri halinde bulunan ısıl enerji aygıtları ile serbest soğutmanınbinalara uygulanabilmesinikonu alan sayısal bir analiz çalışmasıdır. Sistemde dik konumda yerleştirilmiş parçaların hava akışını ve ısı transferini yatay konumda yerleştirilmiş parçalara göre daha etkili olduğunu tespit etmişlerdir.

Amir ve diğ. (2013).özel bir malzeme ile gece boyunca yapılan serbest soğutma uygulaması gizli ısı şeklinde depolanarak sistemin soğutma ihtiyacını karşılamak üzere yapılmış deneysel bir çalışmadır. Sistemde kullanılan hava kanalının boyutları değiştirilerek performans değerlendirilmesi yapılmıştır.

2. SAYISAL MODELLEME

Bu bölümde sistem içinde bulunan santrifüj fan, filtre ve farklı modeller ile ilgili sayısal modellemeler üzerinde durulacaktır.

2.1 Yönetici Denklemler

Sayısal modellemede kullanılan HAD yazılımı olan ANSYS-Fluent çeşitli türbülans modelleri içermektedir. Bu çalışmada,farklı türbülans modelleri incelenmiş, sonuç olarak fanın katalog değerlerine daha yakın sonuç verdiği için "realizable k-ε" türbülans modeli tercih edilmiştir. Fan ve filtre içerenserbest soğutma sisteminin HAD analizleri esnasında daimi, tek fazlı akışkan kabulü yapılmıştır. Aynı zamanda, sistem için gerekli akış yolunun belirlenmesi için basınç farkı ve moment değerleri hesaplandığından enerji denkleminin çözülmesine de ihtiyaç duyulmamaktadır. Temel denklemler aşağıda verilmiştir:

Süreklilik denklemi :

$$\nabla \vec{V} = 0 \qquad \textbf{(2.1)}$$

Momentum denklemi :

$$\nabla(\rho\vec{V}\vec{V}) = \rho\vec{g} - \nabla P + \mu\nabla^2\vec{V} + \vec{F} \qquad \textbf{(2.2)}$$

Realizable k-εdenklemi :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k + P_b - \rho\epsilon - Y_M + S_k \qquad \textbf{(2.3)}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\mu\epsilon}} + C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} P_b + S_\epsilon \qquad \textbf{(2.4)}$$

$$C_1 = \max\left[0{,}43,\ \frac{\eta}{\eta + 5}\right], \quad \eta = S\frac{k}{\epsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \qquad \textbf{(2.5)}$$

Öte yandan, türbülans viskozitesinin modellenmesi için

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{2.6}$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \tag{2.7}$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \tag{2.8}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ij}\omega_k, \quad \Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \epsilon_{ijk}\omega_k \tag{2.9}$$

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6}\cos\emptyset, \quad \emptyset = \frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W) \tag{2.10}$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{2.11}$$

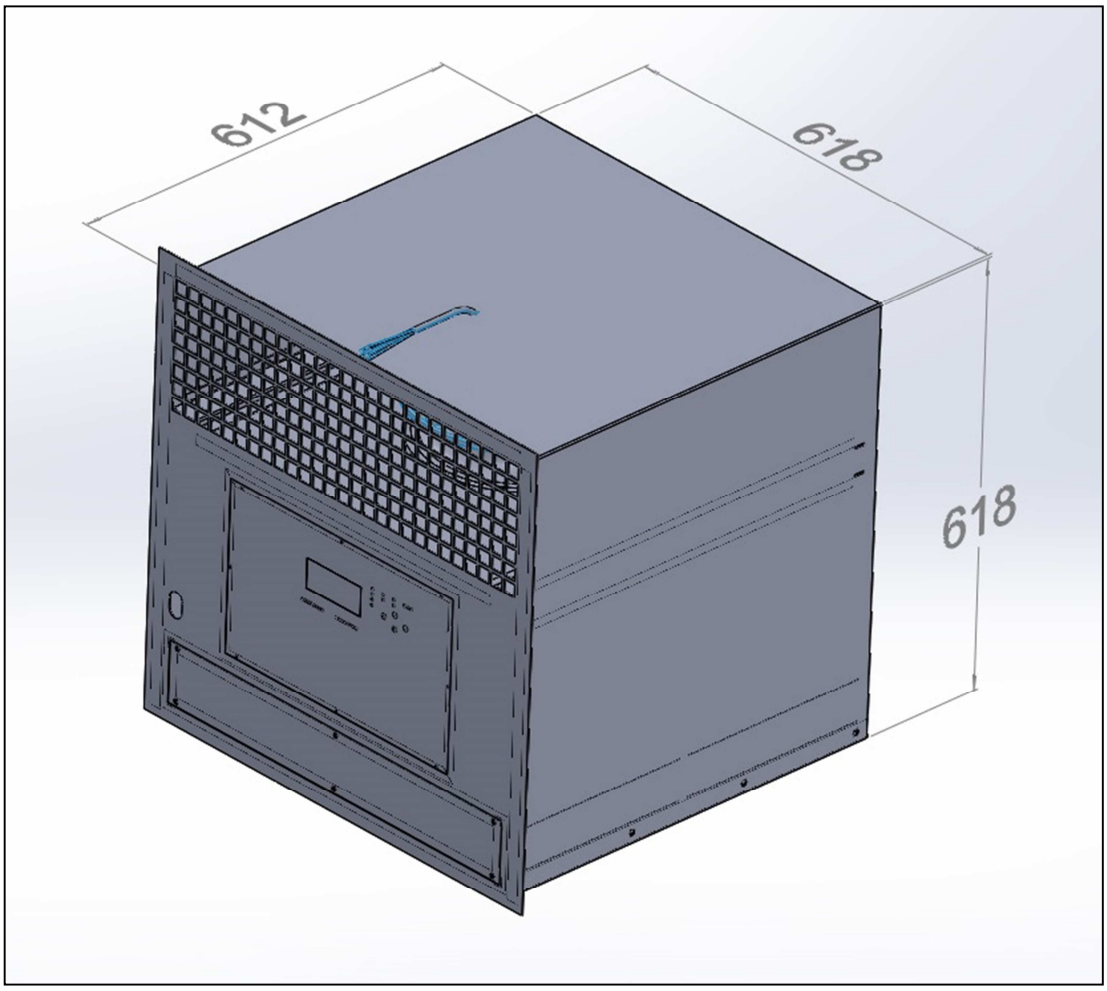
Burada, G_k ortalama hız gradyeninden kaynaklanan türbülans kinetik enerjiyi, G_b kaldırma etkilerinden kaynaklanan türbülans kinetik enerjiyi, Y_M dilatasyon dağılımını, $C_{1\varepsilon}$ ve C_2 sabitleri, σ_k ve σ_ε türbülans Prandtl sayılarını, S_k ve S_ε kaynak terimlerini ifade etmektedir.

Model sabitleri ise, $C_{1\varepsilon}$ = 1,44, C_2 = 1,9, σ_k = 1, σ_ε = 1,2

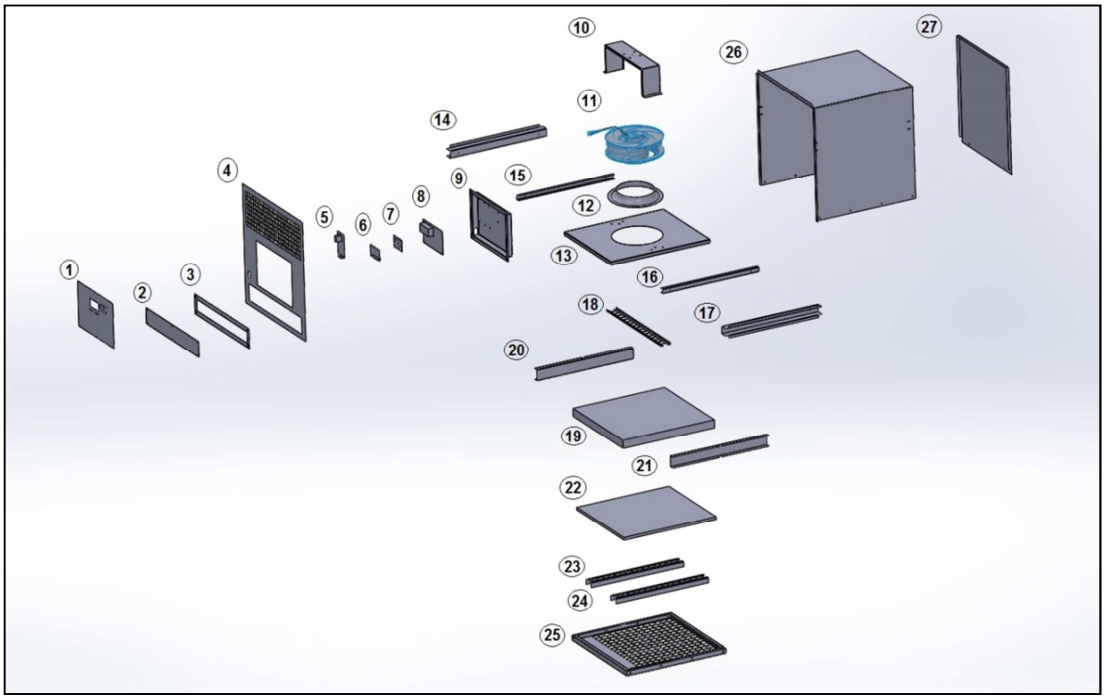
Sayısal model ayrıntıları için Ansys-Fluent (Url-4) kullanıcı kitabına bakınız.

2.2 Sayısal Çözüm Ağı

Serbest soğutma temelli iklimlendirme sisteminde kullanılan parçalar, Şekil 2.2'de verilmiştir.Sistem ve fanın katı modelleri ile oluşturulan çözüm ağları aşağıda verilmiştir :



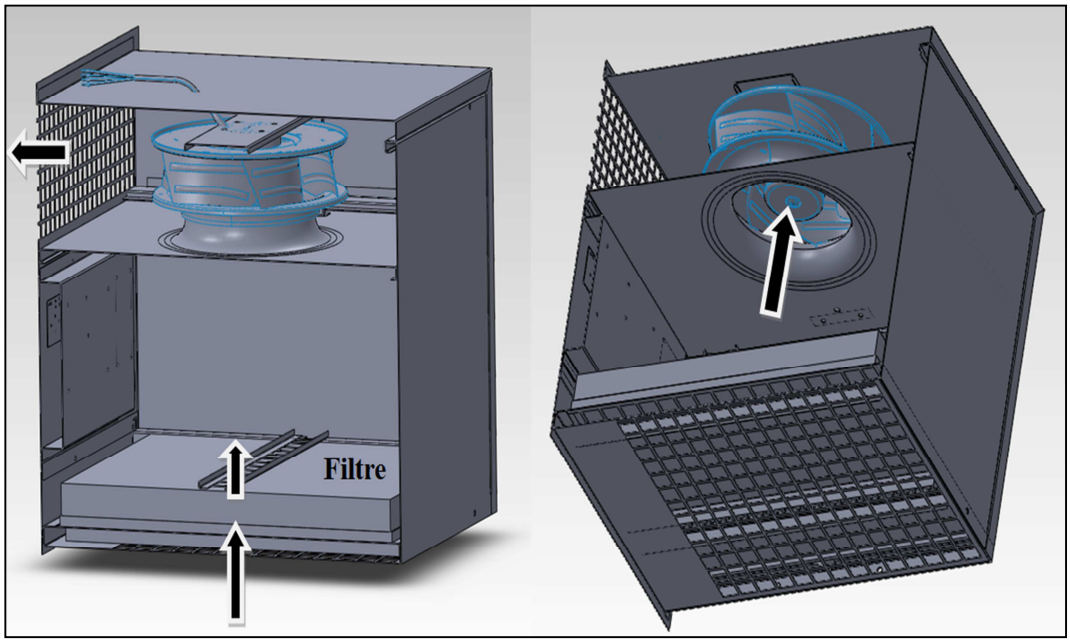
Şekil 2.1 : Serbest soğutma sistemin boyutları.



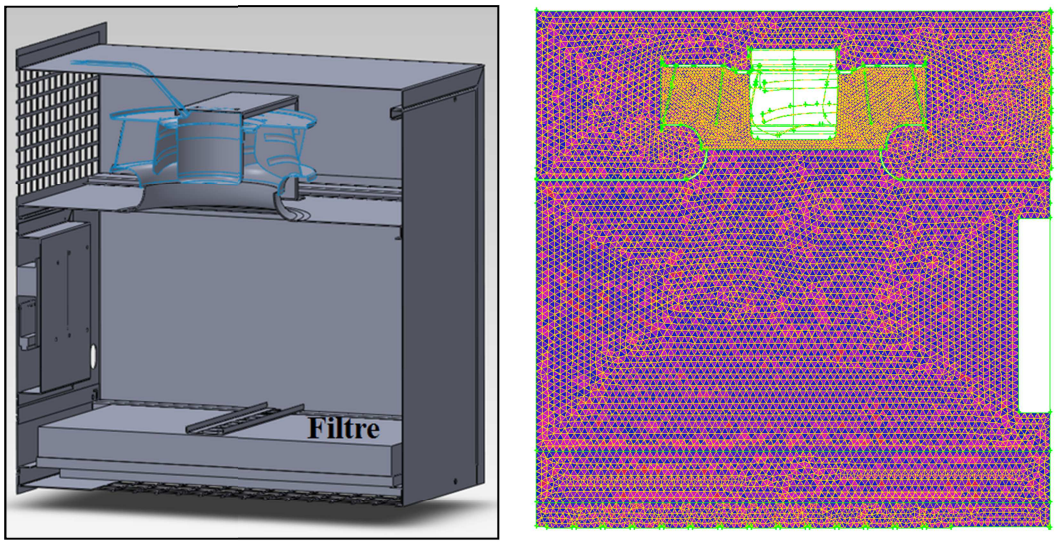
Şekil 2.2 : Serbest soğutma sistemin patlatılmış resmi.

Çizelge 2.1 : Parça listesi.

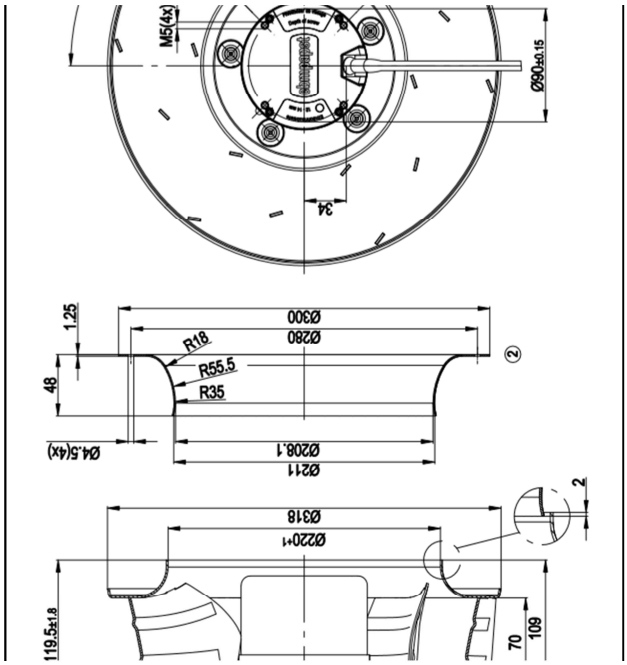
1. Elektrik Panosu Kapağı	15. Fan Taşıyıcı Sol Küçük Destek
2. Filtre Kapağı	16. Fan Taşıyıcı Sağ Küçük Destek
3. Filtre Çerçevesi	17. Fan Taşıyıcı Sağ Büyük Destek
4. Ön Kapama	18. Filtre Desteği
5. Küçük Kart	19. G3 Filtre (Temsili)
6. Kart-2	20. Filtre Sol Destek
7. Kart-3	21. Filtre Sağ Destek
8. Kart	22. G2Filtre (Temsili)
9. Elektrik Panosu	23. Filtre Taşıyıcı Sol
10. Fan Taşıyıcı	24. Filtre Taşıyıcı Sağ
11. Fan	25. Alt Taban Delikli
12. Sıvama	26. Gövde
13. Fan Alt Taşıyıcı	27. Arka Kapak
14. Fan Taşıyıcı Sol Büyük Destek	



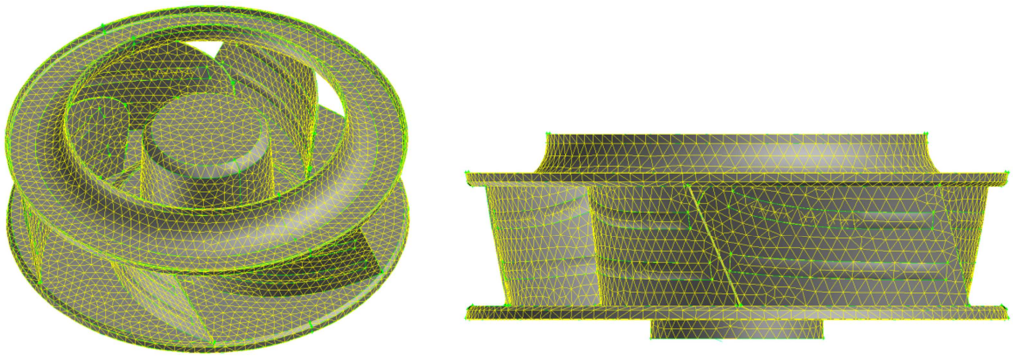
Şekil 2.3 : Mevcut sistemin katı modeli ve oluşturulan sayısal çözüm ağı kesiti.

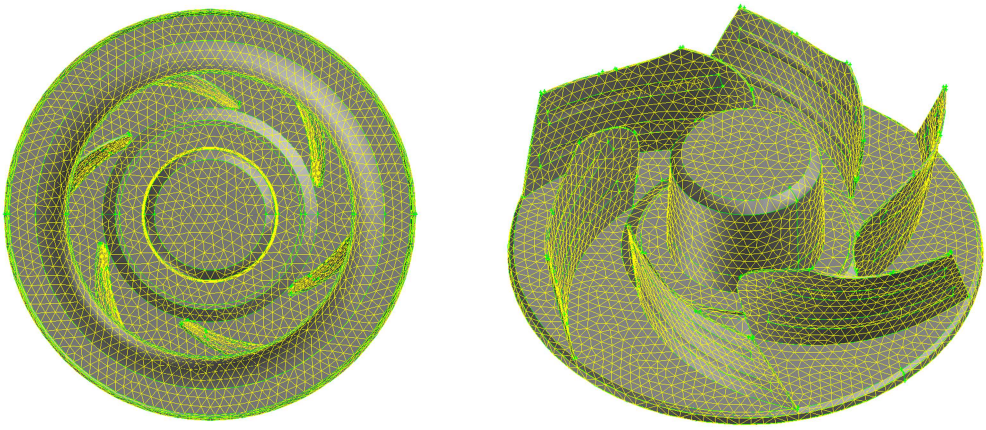


Şekil 2.3(devam) : Mevcut sistemin katı modeli ve oluşturulan sayısal çözüm ağı kesiti.



Şekil 2.4 : Sistemde kullanılan radyalfanın teknik resmi(Url-2).





Şekil 2.5 : Fan için oluşturulan sayısal çözüm ağı.

2.3 Matematiksel Model, Sınır Şartları ve Çözüm Yöntemi

Sistem, alt kapak, filtre, alt gövde, sıvama, fan, üst gövde 1 ve üst gövde 2 olmak üzere yedi parçaya ayrılmıştır. Fan ekseni etrafında dönecek şekilde modellenmiş olup diğer parçalar durağan olarak kabul edilmiş ve cidarlara kaymama sınır koşulu uygulanmıştır. Çözüm ağında, sistemin girişi için alt kapak kısmından giren havanın kütlesel debisi (mass flow inlet) olarak çıkışı ise basınç çıkışı (pressure outlet) olarak verilmiştir.

Analizler, Ansys-Fluent yazılımı ile zamandan bağımsız, üç boyutlu, sıkıştırılamaz akış kabülü ile yapılmıştır. Her bir analiz için yakınsama kriteri olarak 10^{-4} seçilmiştir. Bundan başka, analiz boyunca çözüme ait basınç, debi ve moment değerleri de izlenmiş ve verim hesaplarında kullanılan bu değerlerin de yakınsamasına dikkat edilmiştir.

Yöneten denklemler, 2.mertebe doğruluk ile ayrıklaştırılmış ve özellikle sistem için gerekli yakınsamayı sağlamak için rahatlatma faktörleri kullanılmıştır.

Sistemde bulunan fanın analizini önce yapmak suretiyle türbülans modeli için uygun görülen ve bu konuda rotasyon, güçlü ters basınç gradyenleri altında sınır tabakalar, ayrılma ve devridaim akışları içeren Realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Sistem serbest soğutmanın elverişli olduğu ortam koşullarında çalışması esnasında dışarıdan aldığı temiz nemli havayı kabin içinde sirkülasyon yaparak cihazların soğutulmasını sağlar. Bu hava karışımı içinde bağıl nemin bir ölçüsü olan su buharı bulunmaktadır. Analizlerde sistemin sadece akış performansı incelendiği için bu

konuya yer verilmemiştir. Ayrıca sistemin daha iyi çalışması için filtre katsayılarını ve gürültü seviyesini de dahil ederek bir performans değerlendirmesi yapılmıştır.

Analizlerde kullanılan akışkanın özellikleri ile çalışma koşulları aşağıda verilmiştir :

Çizelge 2.2 : Sayısal analizlerde kullanılan akışkanın özellikleri ve çalışma koşulları.

Havanın yoğunluğu	1,225 kg/m³
Havanın viskozitesi	1,7894 x 10^{-5} kg/m.s
Fanın devir sayısı	2030 d/d
Fan içi giriş ve çıkış türbülans şiddeti	%5
Sistem için giriş ve çıkış türbülans şiddeti	%2
Fan analizi için girişteki hidrolik çap	220 mm
Fan analizi için çıkıştaki hidrolik çap	318 mm
Sistem analizi için girişteki hidrolik çap	532 mm
Sistem analizi için çıkıştaki hidrolik çap	287 mm
Filtrelerin toplam atalet direnci	1749 1/m
Filtrelerin toplam viskoz direnci	4,187 x 10^{7} 1/m²

Filtrenin katsayıları, mevcut filtrenin üretici firma tarafından verilen hız-basınç farkı grafiğinden yararlanarak Fluent User Guide' de bulunan parametreler ve deneysel ölçümler göz önünde bulundurularak belirlenmiştir.

Sistemde iki adet filtre kullanılmıştır. Bunlar üretici firma tarafından PF-GOL-565/595/10-G2 kodlu G2 ile PF-GSZ-565-595/45-G3 kodlu G3 filtreleridir. Bu filtreler sistemde kullanılmak üzere katsayıları ayrı ayrı hesaplanmış ve daha sonra sistemin akış yönünün art arda olması sebebiyle bir elektrik devresinde dirençlerin seri bağlanması benzetiminin göz önünde bulundurulmasıyla toplanıp ortaya çıkan sonuçlara göre bir modelleme yapılmıştır.

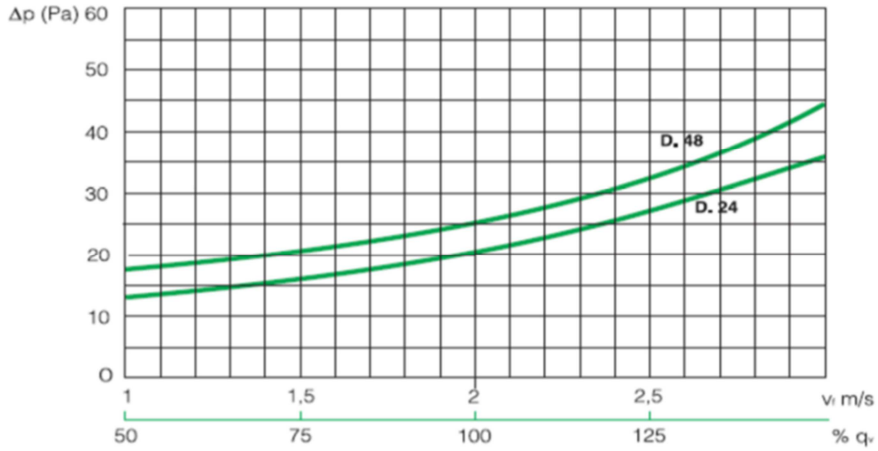
2.3.1G2 Filtrenin Hesaplanması



Şekil 2.6 : G2 filtre(Url-3).

Çizelge 2.3 :G2 filtrenin özellikleri (Url-3).

Code Dimensions	m³/h	m/s	Efficiency	Pa	Media Area m²
PF-GOL-290/595/10-G2	1700	2,50			0,17
PF-GOL-495/595/10-G2	2500	2,50			0,29
PF-GOL-595/595/10-G2	3400	2,50			0,35
PF-GOL-500/500/10-G2	2400	2,50			0,25
PF-GOL-245/495/10-G2	1850	2,50	$80 \leq x \leq 90$	30	0,12
PF-GOL-395/495/10-G2	2400	2,50			0,2
PF-GOL-395/625/10-G2	3000	2,50			0,25
PF-GOL-495/625/10-G2	1700	2,50			0,31
PF-GOL-565/595/10-G2	3400	2,50			0,33



Şekil 2.7 : G2 filtrenin hız-basınç grafiği (Url-3).

Yukarıda verilen grafikten hız - basınç farkı tablosu oluşturulur.

Çizelge 2.4 : G2 filtrenin hız-basınç düşümü tablosu.

Hız(m/s)	Basınç Düşümü (Pa)
2,5	30
1,7	20
1	15

Tablodaki verilere göre,

$$\Delta P = a\ V^2 + b\ V + c \qquad \textbf{(2.12)}$$

şeklinde parabolik fonksiyonun katsayıları çıkartılır.

$$a = 3{,}5714,\ b = -\ 2{,}5 \text{ ve } c = 13{,}9286 \qquad \textbf{(2.13)}$$

yerine yerleştirilerek,

$$\Delta P = 3{,}5714V^2 - 2{,}5V + 13{,}9286 \qquad \textbf{(2.14)}$$

bulunur.

Buradan atalet direnci için,

$$a = \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot \rho \cdot t \qquad \textbf{(2.15)}$$

formülünden, gözenekli ortam kalınlığını t = 10 mm ile akışkanınyoğunluğu 1,225 kg/m³ alınarak,

$$C_2 = 583\ 1/m \quad \textbf{(2.16)}$$

bulunur.

Ayrıca viskoz direnci için,

$$b = \frac{\mu}{\alpha} \cdot t \quad \textbf{(2.17)}$$

formülünden, akışkanınviskozitesi 1,7899 x 10^{-5} Pa.s alınarak,

$$1/\alpha = 13{,}97 \times 10^6\ 1/m^2 \quad \textbf{(2.18)}$$

olarak bulunur.

2.3.2 G3 Filtrenin Hesaplanması



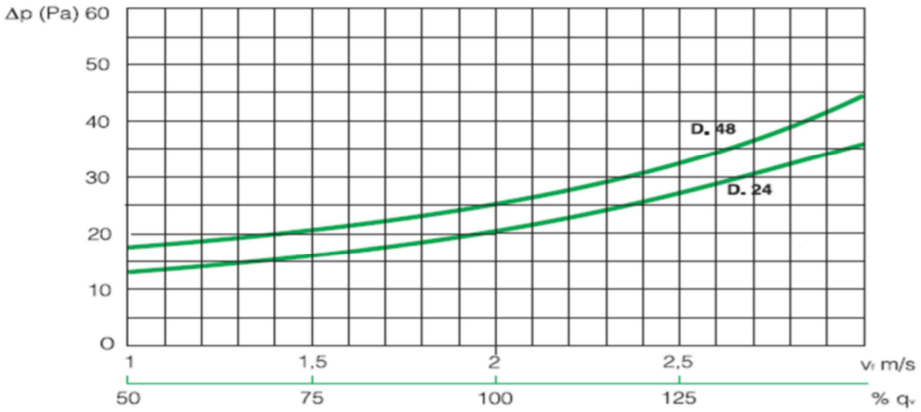
Şekil 2.8 : G3 filtre (Url-3).

Çizelge 2.5 : G3 filtrenin özellikleri (Url-3).

Code Dimensions	m³/h	m/s	Efficiency	Pa	Media Area m²
PF-GOL-290/595/45-G2	1700	2,50			0,4
PF-GOL-495/595/45-G2	2500	2,50			0,6
PF-GOL-595/595/45-G2	3400	2,50	80 ≤ x ≤ 90	40	0,8
PF-GOL-500/500/45-G2	2400	2,50			0,6
PF-GOL-245/495/45-G2	1850	2,50			0,3

Çizelge 2.5(Devam) : G3 filtrenin özellikleri (Url-3).

PF-GOL-395/495/45-G2	2400	2,50	0,4
PF-GOL-395/625/45-G2	3000	2,50	0,6
PF-GOL-495/625/45-G2	1700	2,50	0,8
PF-GOL-565/595/45-G2	3400	2,50	0,7



Şekil 2.9 : G3 filtrenin hız-basınç grafiği (Url-3).

Yukarıdaki G2 filtrenin hesaplanmasına benzer şekilde aynı işlem adımları uygulanır. Ancak burada filtrenin 5 mm kalınlığı göz önünde bulundurulmalıdır. Böylece,

$$a = 3{,}5714,\ b = -2{,}5 \text{ ve } c = 13{,}9286 \quad \textbf{(2.19)}$$

$$\Delta P = 3{,}5714\ V^2 - 2{,}5\ V + 13{,}9286 \quad \textbf{(2.20)}$$

$$a = C_2 \,.\, 1/2 \,.\, \rho \,.\, t \Rightarrow C_2 = 1166\ 1/m \quad \textbf{(2.21)}$$

$$b = \mu\ /\ \alpha \,.\, t \Rightarrow 1/\alpha = 2{,}79 \times 10^7\ 1/m^2 \quad \textbf{(2.22)}$$

olarak bulunur.

Sistemdeki her iki filtre birbirine seri bağlandığı için,

$$C_{2Top} = 583 + 1166 = 1749\ 1/m \quad \textbf{(2.23)}$$

$$1/\ \alpha_{Top} = 13{,}97 \times 10^6 + 2{,}79 \times 10^7 = 4{,}187 \times 10^7\ 1/m^2 \quad \textbf{(2.24)}$$

olarak bulunur.

Yapılan analizlerde sıcaklık değişimi ihmal edilmiş olup hava akışı için parametrik geometri düzenlemelerinin yapılmasıyla, serbest soğutma sistemine ait debi, verim ve gürültü seviyesi değerleri hesaplanaraken uygun model seçimi sonraki bölümlerde yapılmıştır.

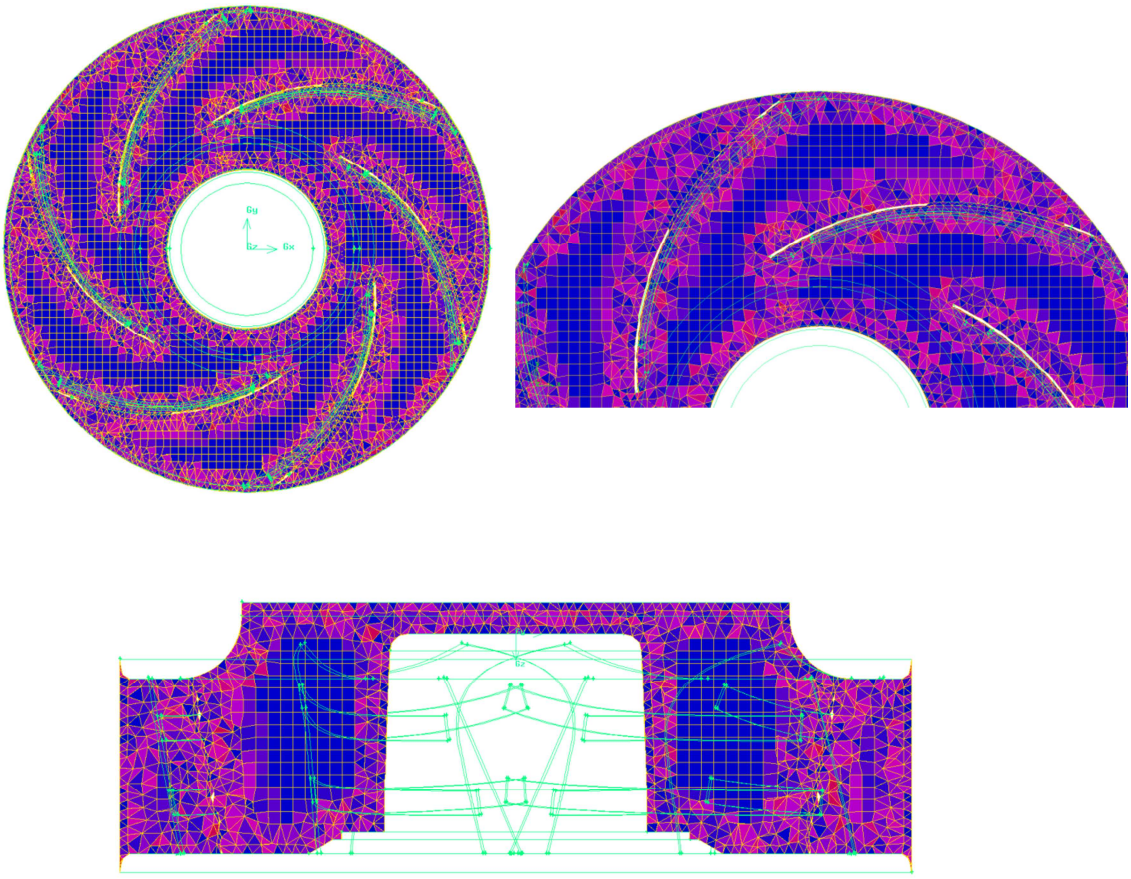
3. SAYISAL PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

3.1 Amaç

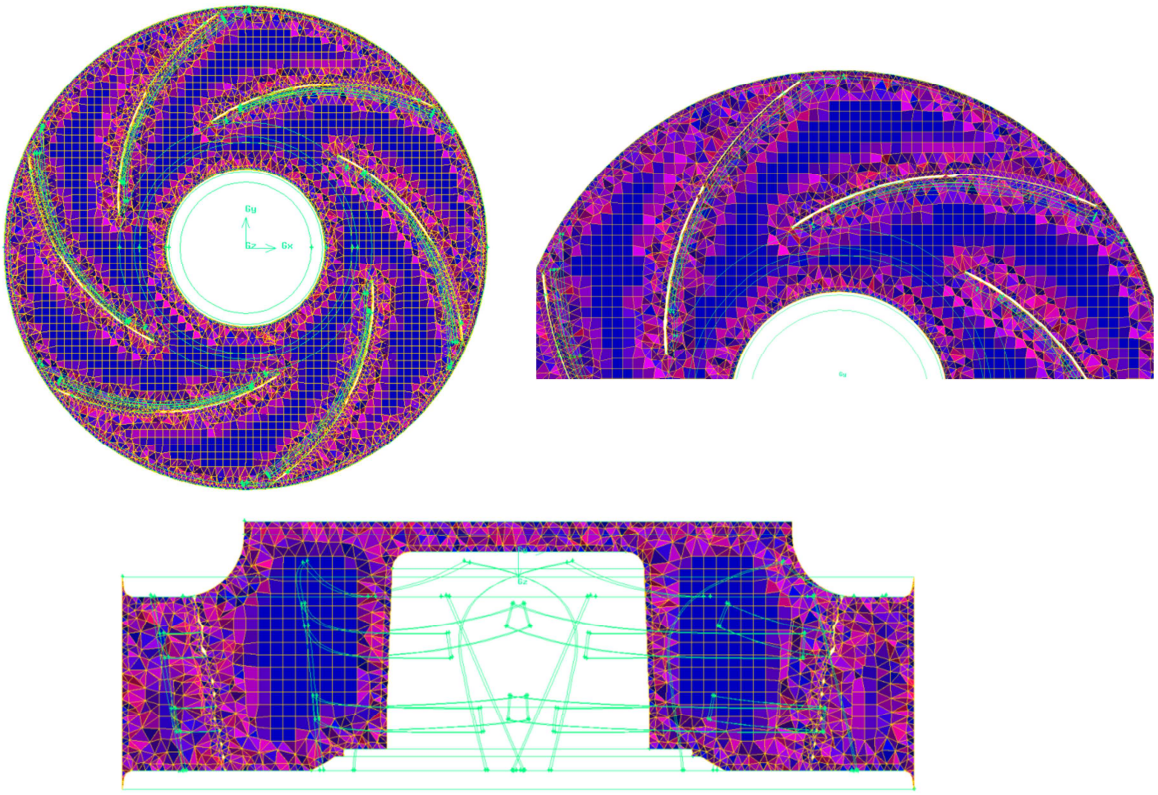
Bu bölümde sistem içinde bulunan fan ile ilgili farklı çözüm ağlarıyla yapılan analizler incelenmiş ve belirlenen çözüm ağı ile farklı debilerde analizler yapılarak fanın karakteristik eğrileri çıkartılmıştır.

3.2 Çözüm Ağının İncelenmesi

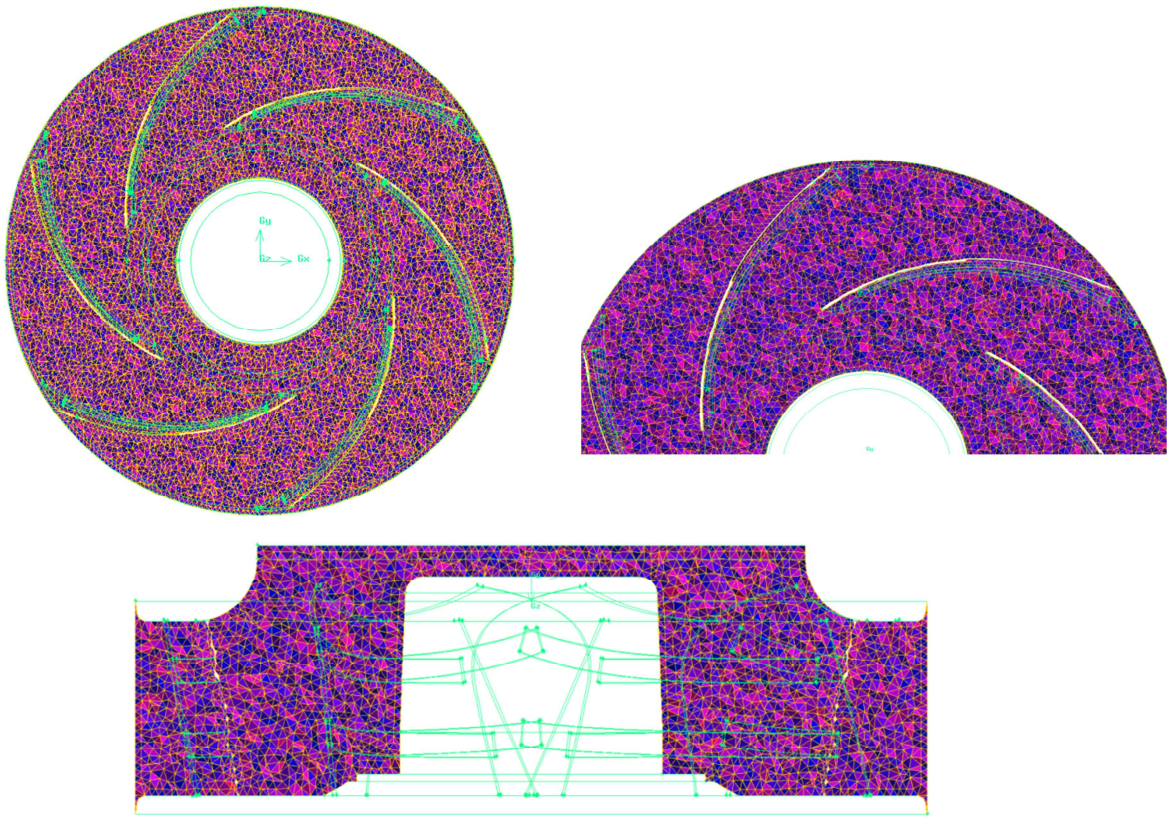
Fanın üç boyutlu analizi için altıgen eleamanlı (Hexcore), TGrid ve PolyHedraçözüm ağı tipleri uygulanmıştır.



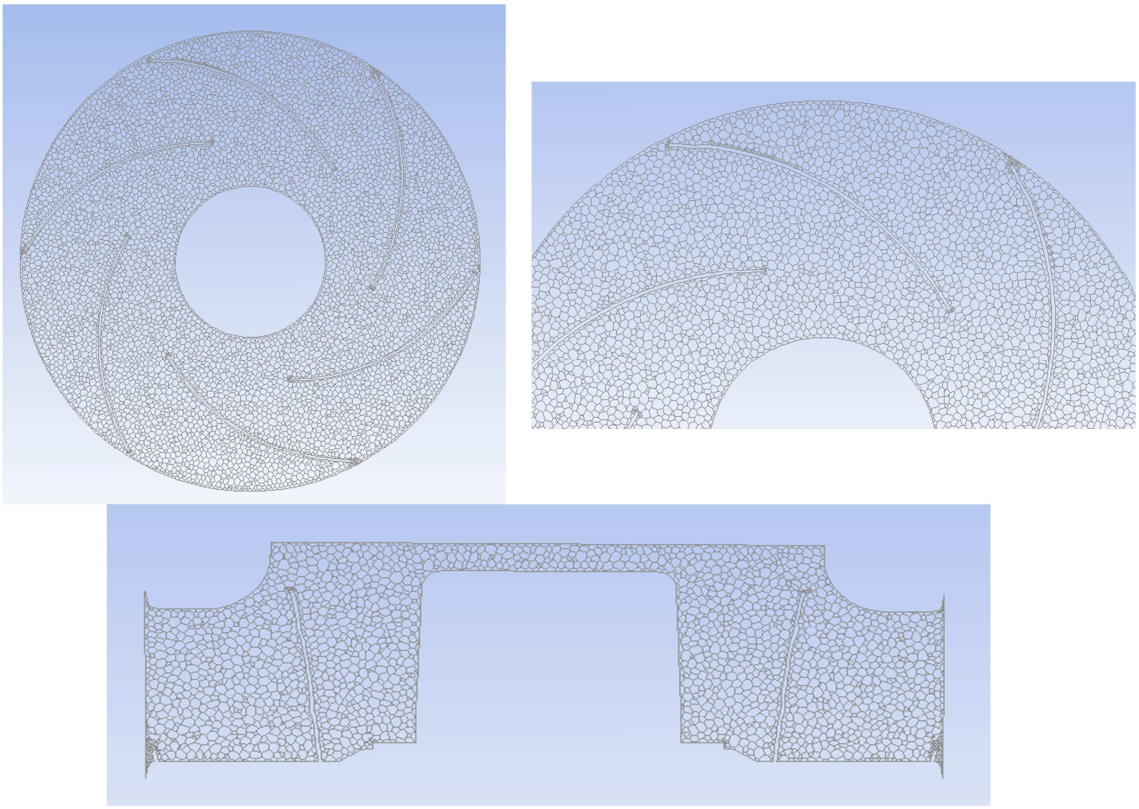
Şekil 3.1 : Altıgen elemanlı hassas çözüm ağı.



Şekil 3.2 : Altıgen elemanlı daha hassas çözüm ağı.



Şekil 3.3 :TGrid elemanlı hassas çözüm ağı.



Şekil 3.4 : PolyHedra elemanlı hassas çözüm ağı.

Yukarıdaki şekillerde çözüm ağı tipleri ve sayıları ile verilmiş olan bilgiler doğrultusunda fanın girişine belirli bir hacimsel debi ve devir sayısı verilerek çeşitli analizler yapılmıştır. Sonuç olarak basınç farkı ve moment değerlerinden verim bulunarak aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Çözüm ağı tiplerinin sonuçlara etkisi.

Çözüm Ağı Tipi	ÇözümAğı Sayısı	Hacimsel Debi	Basınç Farkı	Moment	Devir Sayısı	Verim
		m^3/h	Pa	N.m	d/d	%
Altıgen	325954	2530	49	0,72844	2030	22,3
Altıgen	541332		48	0,74556		21,3
TGrid	1096275		50	0,7563		21,8
PolyHedra	272688		75	0,6938		35,8

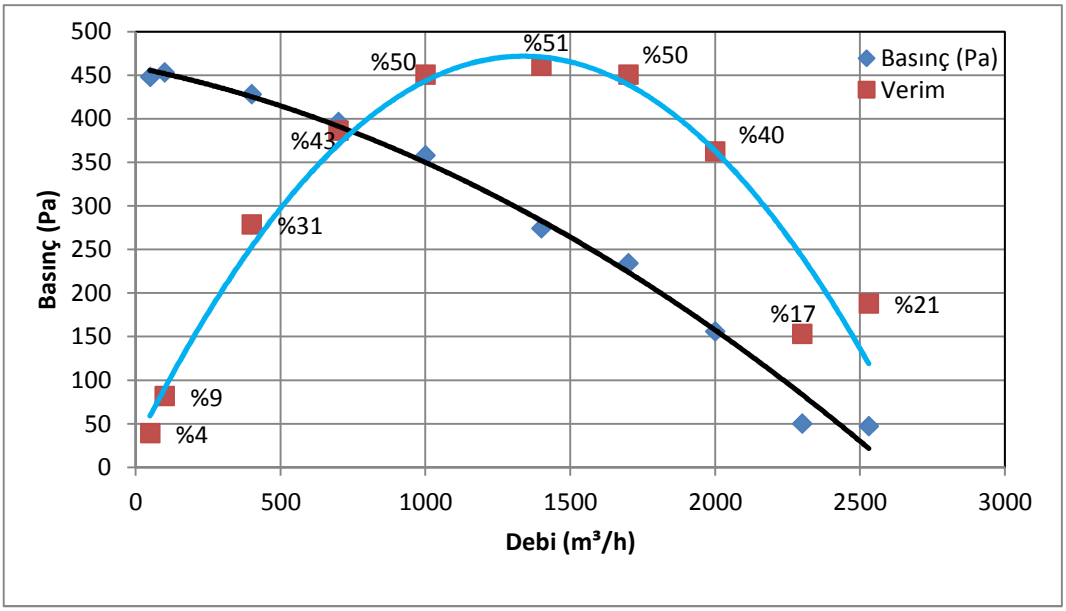
Yukarıdaki tablodan anlaşılacağı gibi altıgen elemanlı çözüm ağı tipi daha sonra yapılacak olan alt ve üst gövde filtresiz ile filtreli sistemin analizi için bir temel oluşturmaktadır.

3.3 Fanın Karakteristik Eğrilerinin Çıkarılması

Çözüm ağı tipi altıgen ve çözüm ağı sayısı 541332 seçildikten sonra fanın farklı debiler için HAD analizleri sonucunda elde edilen basınç farkı, moment ile verim değerlerini ve karakteristik eğrileri gösteren çizelge aşağıda verilmiştir.

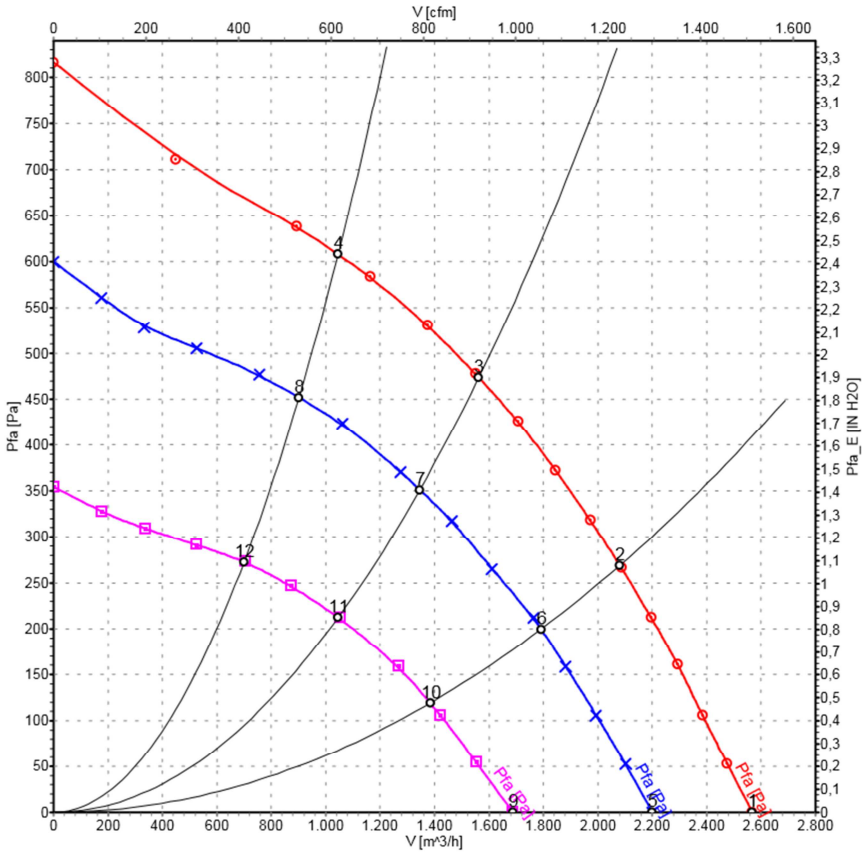
Çizelge 3.2 : Farklı giriş debileri için HAD analiz sonuçları.

Hacimsel Debi	Basınç Farkı	Moment	Devir Sayısı	Verim
m^3/h	Pa	N.m	d/d	%
2530	47	0,7448		21
2300	50	0,8844		17
2000	156	1,0128		40
1700	234	1,039		50
1400	274	0,9797		51
1000	358	0,93497	2030	50
700	396	0,84485		43
400	428	0,7232		31
100	453	0,65358		9
50	448	0,67716		4



Şekil 3.5 : Fanın sayısal analizlerle elde edilmiş karakteristik eğrileri.

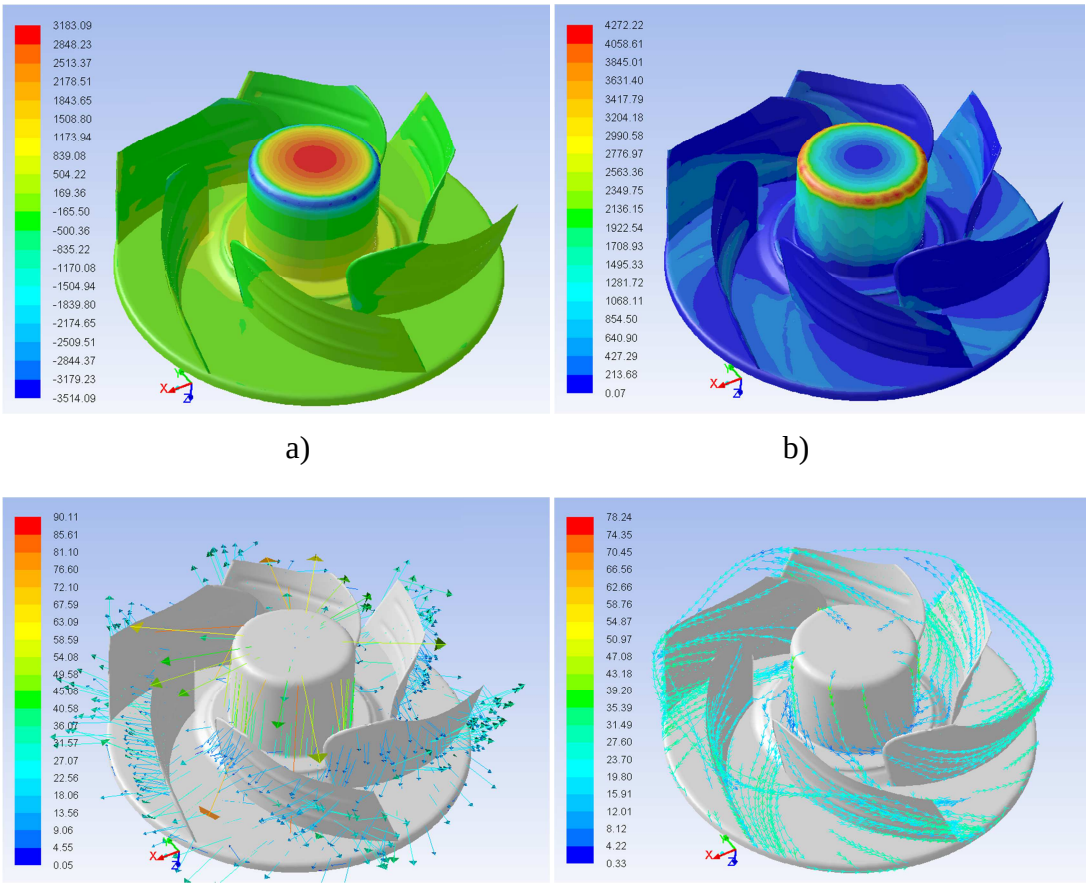
Fanın gerçek karakteristik eğrilerini gösteren grafik ek olarak aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.6 : Fanın gerçek karakteristik eğrileri (Url-2).

Fanın gerçek veriminin %54 olduğu bilgisi fanın üzerinde bulunan etikette yazmaktadır. Bununla birlikte CFD analizi sonucunda ise verim %51 olarak bulunmuştur. Bu değer, gerçek ile hesaplanmış değer arasında % 6 kadar bir fark olduğunu göstermektedir.

Karakteristik eğrileri elde edilmiş 541332 elemanlı fanın analiz sonuçları aşağıda verilmiştir:



a) b)

c) d)

Şekil 3.7 : (a) Fan üzerindeki statik basınç (Pa), (b) dinamik basınç (Pa), (c) hız vektörleri (m/s) ve (d) akım çizgileri (m/s), (Giriş debisi 2530 m³/h).

4. SİSTEMDEKİ FİLTRENİN GÖZENEKLİ ORTAM OLARAK MODELLENMESİ

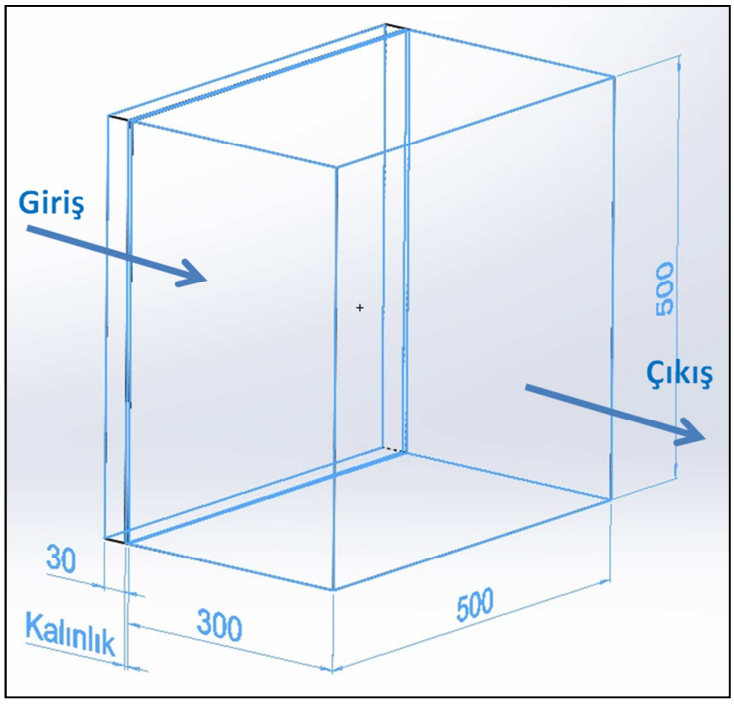
4.1 Amaç

Daha önceki bölümde yapılan hesaplamalarda sistemdeki filtrelerin modellenmesi, viskoz ve atalet katsayılarını verilen grafik ve çizelge yardımıyla bir parabolik denklem kullanılarak elde edilmişti. Bu bölümde filtre katsayılarının basınç düşümüne etkisi basit bir model üzerinde incelenerek bir sonraki bölümde yapılacak olan modellerin analizlerine ışık tutulacaktır.

4.2 Filtre Katsayılarının Basınç Düşümüne Etkisi

Basit bir model olmak üzere, öncelikle 500x500 mm kare kesitli bir tünelin içinden hava geçirmek suretiyle; filtreyi girişten 30 mm uzaklıkta ve filtrenin diğer tarafından tünelin çıkışına kadar olan mesafeyi 300 mm verilerek farklı filtre kalınlıkları için filtre katsayılarının basınç kayıplarına etkisi hesaplanmıştır.

Şekil 4.1 : Filtre modeli.



Çizelge 4.1 : Tek bir filtre varsayımıyla yapılan analizler.

Kalınlık (mm)	Verilenler								Alınanlar		
	Giriş Kütlesel Debi (kg/s)	Çıkış Basıncı (Pa)	Türbülans Şiddeti(%)		Hidrolik Çap (mm)		Katsayılar		Hız (m/s)	Filtre Basınç Düşümü (Pa)	
			Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış	Viskoz ($1/m^2$) x 10^{-7}	Atalet (1/m)		Giriş	Çıkış
5										18,82	
10	0,47638	0	2		500		4,187	1749	1.5	37,6	0
15										56,39	

Çizelge 4.2 : Ayrı ayrı filtre varsayımıyla yapılan analizler.

Kalınlık (mm)	Verilenler								Alınanlar		
	Giriş Kütlesel Debi (kg/s)	Çıkış Basıncı (Pa)	Türbülans Şiddeti (%)		Hidrolik Çap (mm)		Katsayılar		Hız (m/s)	Filtre Basınç Düşümü (Pa)	
			Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış	Viskoz ($1/m^2$) x 10^{-7}	Atalet (1/m)		Giriş	Çıkış
5							2,79	1166		12,55	
10	0,47638	0	2		500		1,397	583	1.5	12,56	0
5+10							2,79+1,397	1166+583		25,08	

Yukarıdakiçizelgedeelde edilen sonuçlar incelendiğinde ayrı ayrı olarak hesaplanmış filtre katsayıları filtrenin özelliği bakımından mantıklı görünmektedir. Bu sonuçlardan yola çıkarak filtre katsayılarını daha sonra sistemde kullanılmak üzere geometrik olarak filtrelerin ayrı ayrı hesaplanmasıyla ve sonuçta elde edilen katsayıların toplanmasına dayanan teorik bir yaklaşım uygun görülmüştür.

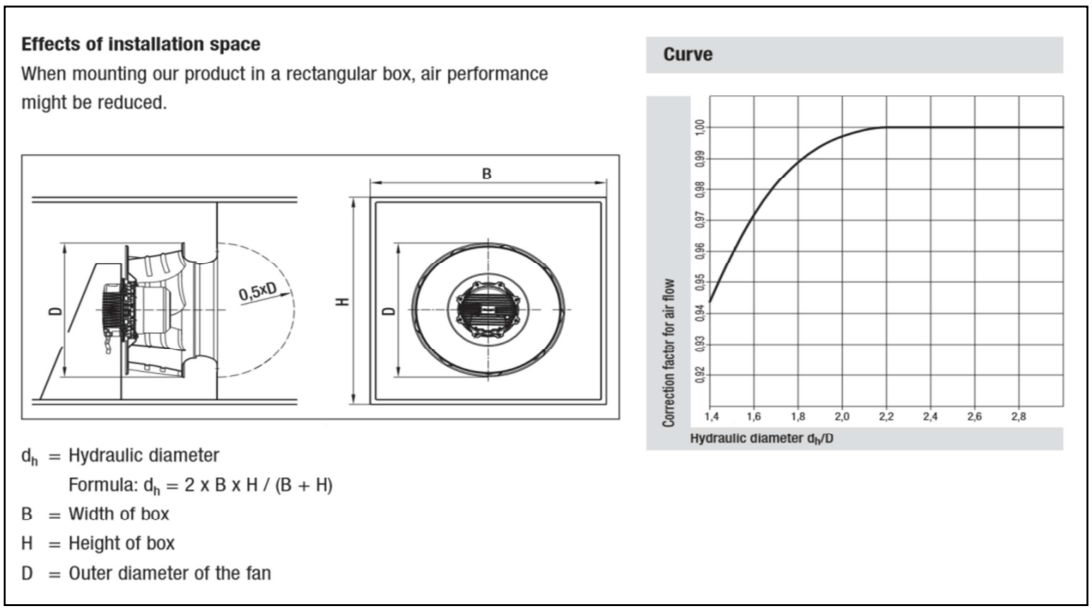
5. GEOMETRİK PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

5.1 Amaç

Bu bölümde serbest soğutma sistemi için oluşturulan farklı geometrik model ve modifikasyonların analizleri ele alınmış hem verim hem de gürültü açısından en uygun model belirlenmeye çalışılmıştır.

5.2 Kabin Boyutlarının Etkisi

Mevcut kabin boyutlarının değiştirilmesinin en olumsuz tarafı karşımıza ek bir maliyet olarak çıkmasıdır. Bununla birlikte baz istasyonlarının içindeki cihazların yerleşim düzenindeki belirsizlikler sistemin çalışma performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu durumu en uygun şartlara getirebilmek için mevcut kabinde fanın yerini değiştirerek çeşitli analizler yapılmıştır. Çizelge 5.1' de mevcut sistemin yüksekliğini değiştirmeden sadece havanın giriş doğrultusundaki ölçüler ile cihaza önden bakıldığında fanın sola kaydırılması suretiyle elde edilmiş sonuçlar yer almaktadır. Bu araştırmanın nedeni ise sistemde kullanılan fanın katalog bilgileri incelendiğinde ilginç bir ayrıntının göze çarpmasıdır.

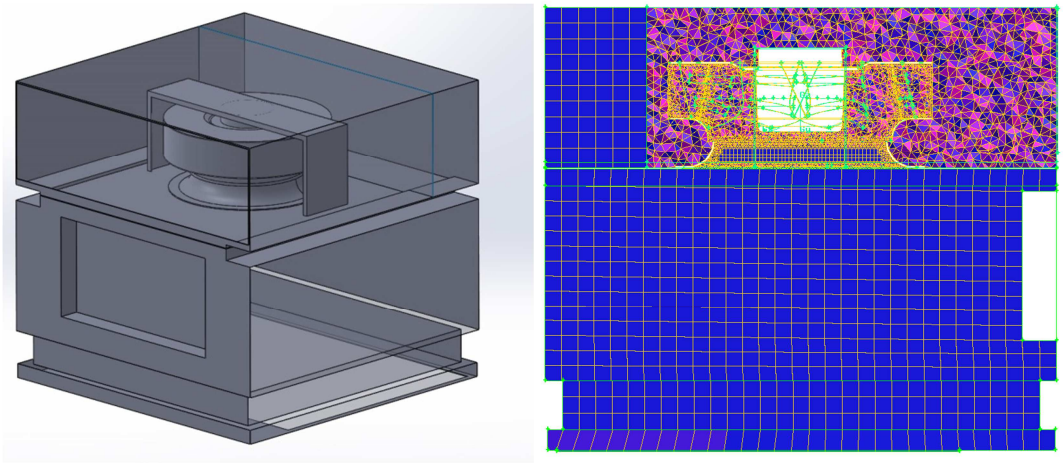


Şekil 5.1 : Fan için tanımlanan hidrolik çap formülü ve düzeltme katsayısı(Url-2).

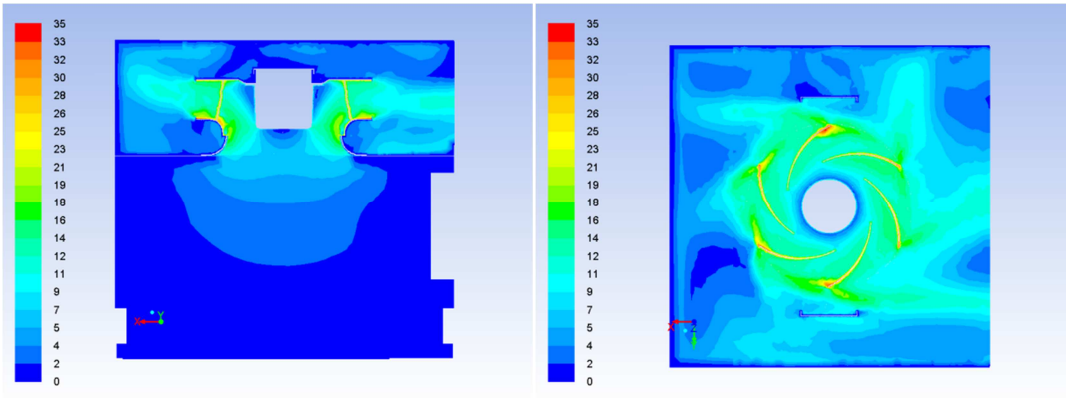
Bu ayrıntı, fanın dönüş ekseninin hizasındaki kesite göre bir hidrolik çap tanımlamasının yapılmasıdır. Bu değer de göz önünde bulundurulduğu zaman cihazın dış kısmının ölçüleri yaklaşık 700x700 mm boyutlarına arttırılması gerekmektedir. Bu durum, özellikle saha şartları göz önünde bulundurulduğu zaman sistemin kullanılacağı kabinin hem iç hem de dış kısmında yer işgal etmesi nedeniyle istenmeyen bir husus olarak karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca, mevcut cihazın boyutlarının artması hem mukavemet hem de ek bir maliyet olarak engel teşkil etmektedir.

Genellikle baz istasyonların bulunduğu sahalarda, cihazların kullanılacağı özellikle büyük şehirlerde her birim alan başına ek bir maliyet söz konusu ise cihazın boyutları önemini daha da arttırmaktadır.

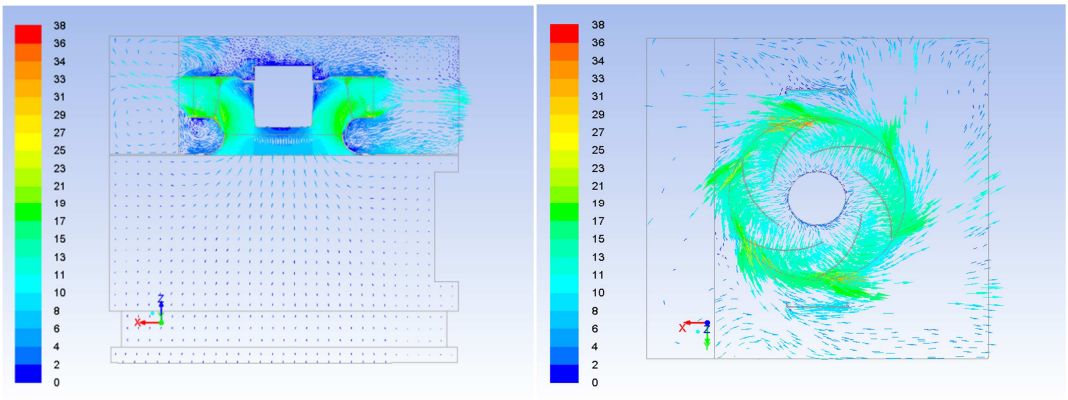
Mevcut sistem ile ilgili yapılan sayısal analizin sonuçları aşağıda verilmiştir :



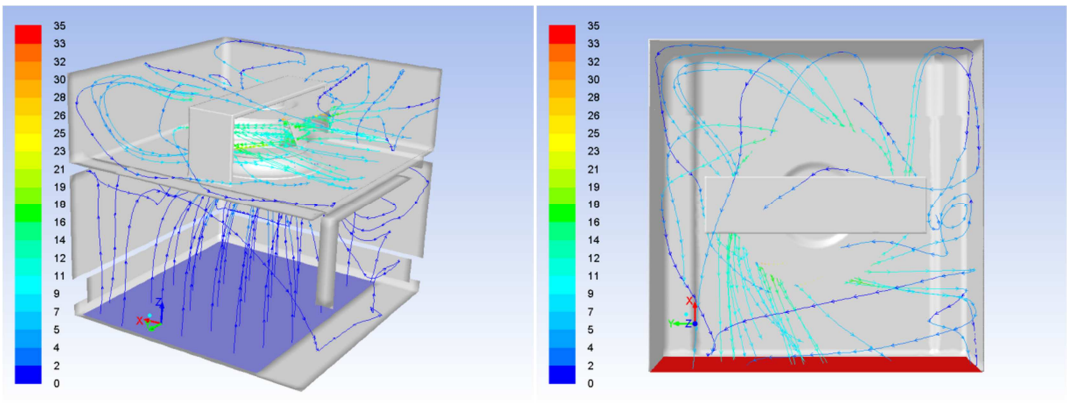
Şekil 5.2 : Özgün modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı.



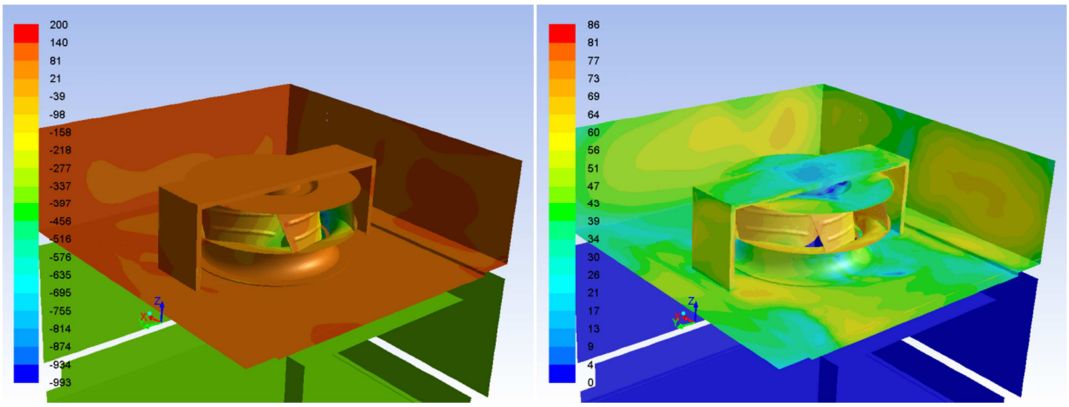
Şekil 5.3 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s).



Şekil 5.4 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s).



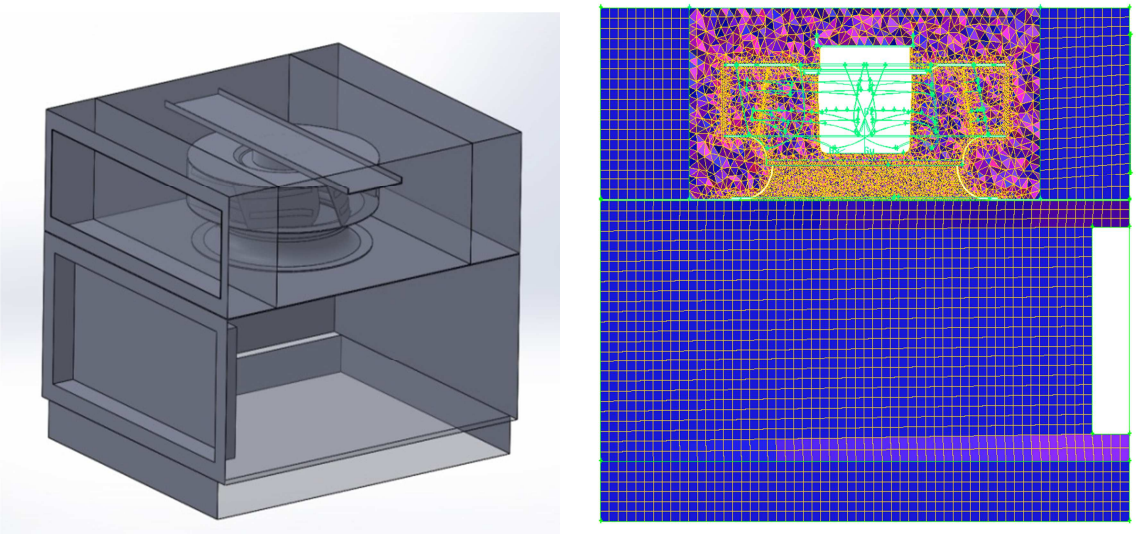
Şekil 5.5 : Akım çizgileri (m/s).



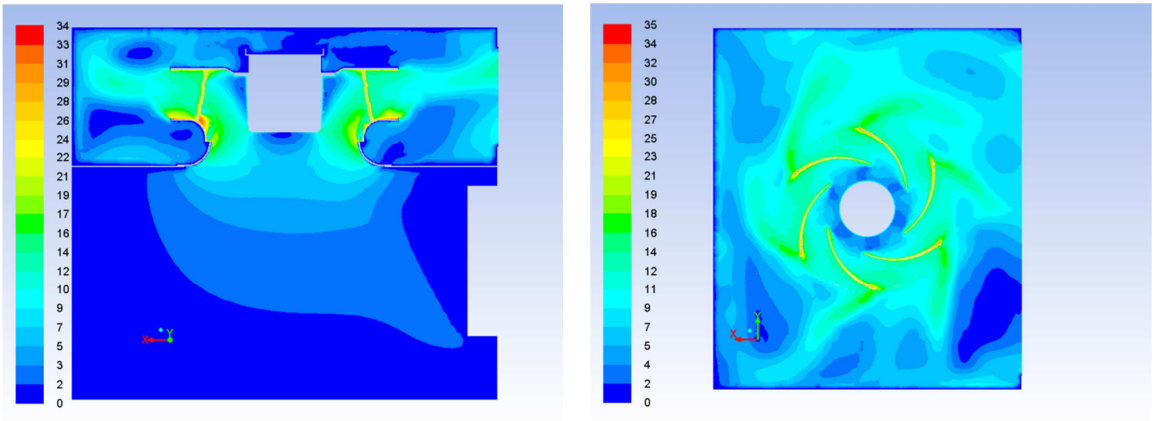
Şekil 5.6 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB).

Yukarıda analizi yapılmış olan mevcut cihazın değerleri incelendiğinde sistemi geometrik parametreler açısıdan ele alınması gerektiği açıkça görülmektedir.

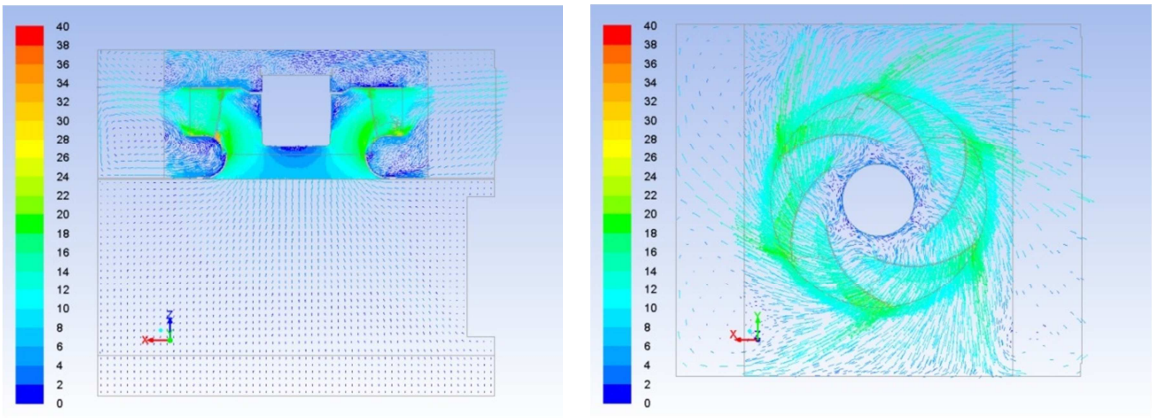
520x595 kesitindeki model ile ilgili yapılan sayısal analizin sonuçları aşağıda verilmiştir :



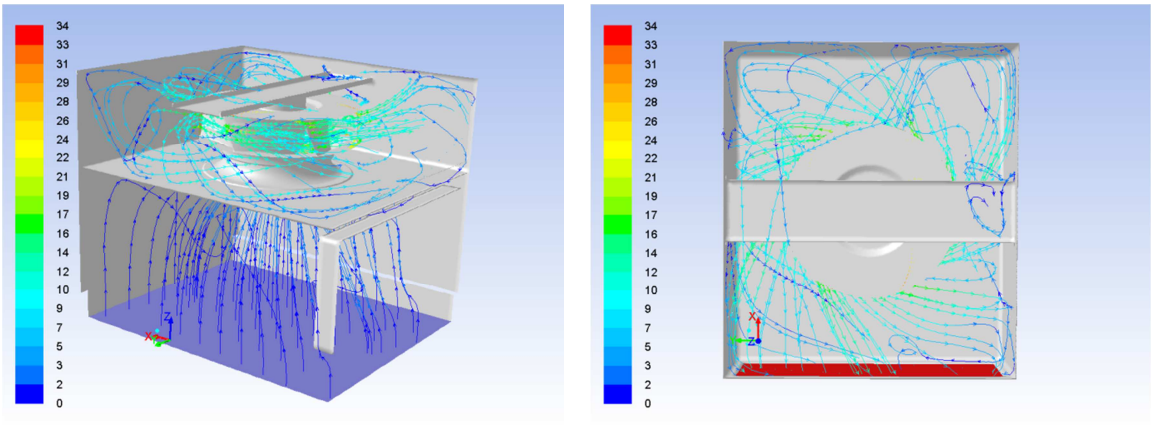
Şekil 5.7 :520x595 modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı.



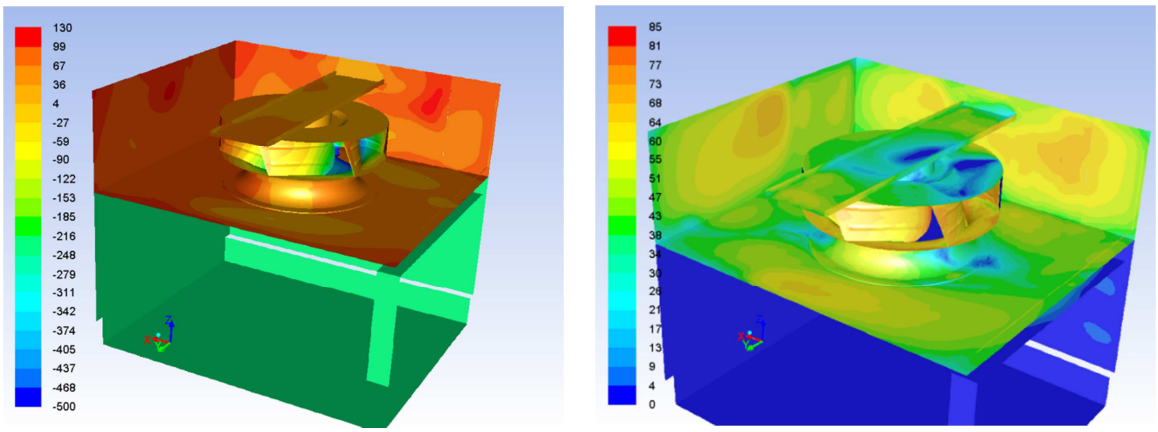
Şekil 5.8 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s).



Şekil 5.9 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s).

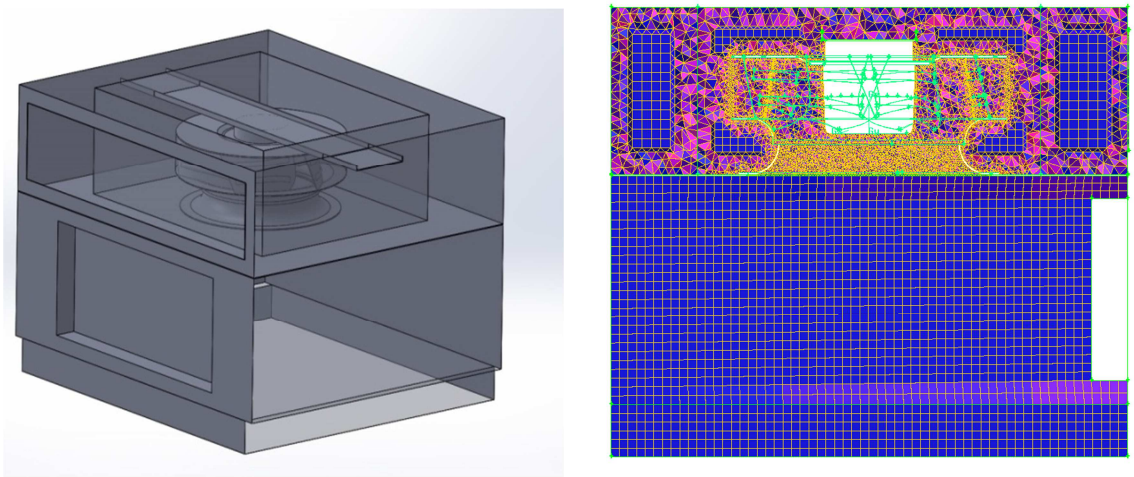


Şekil 5.10 : Akım çizgileri (m/s).

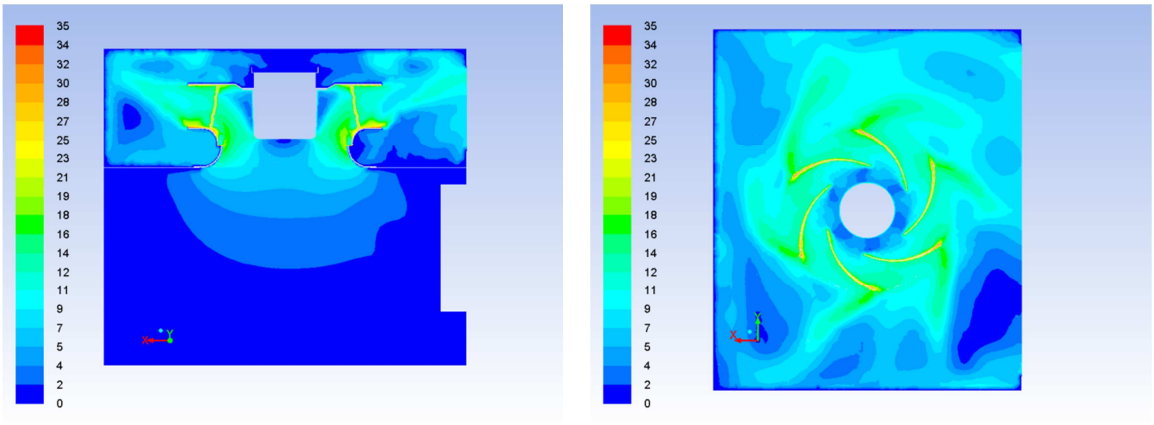


Şekil 5.11 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB).

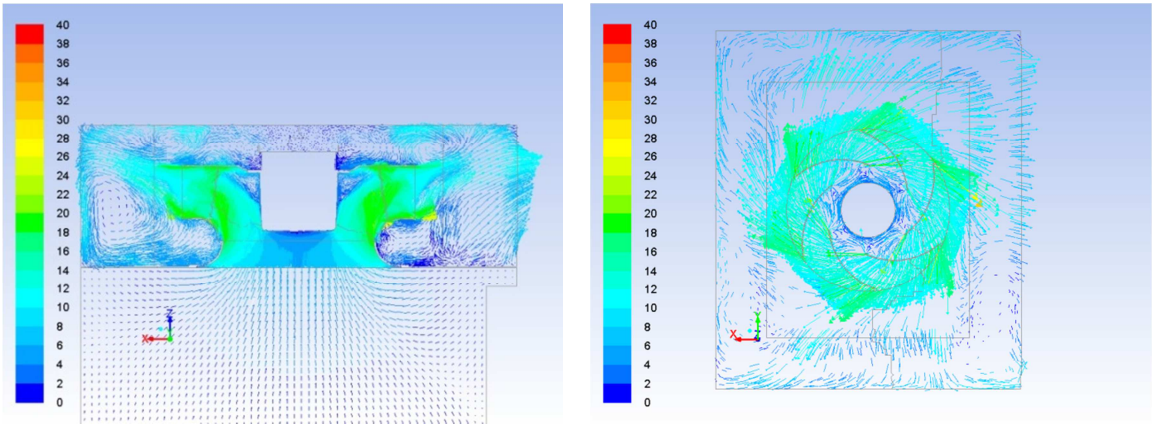
700x595 kesitindeki model ile ilgili yapılan sayısal analizin sonuçları aşağıda verilmiştir :



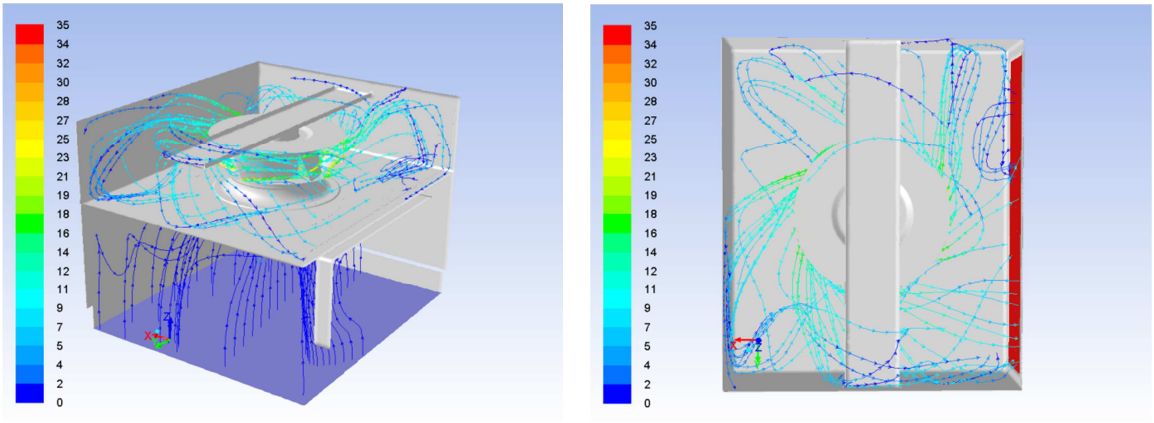
Şekil 5.12 : 700x595 modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı.



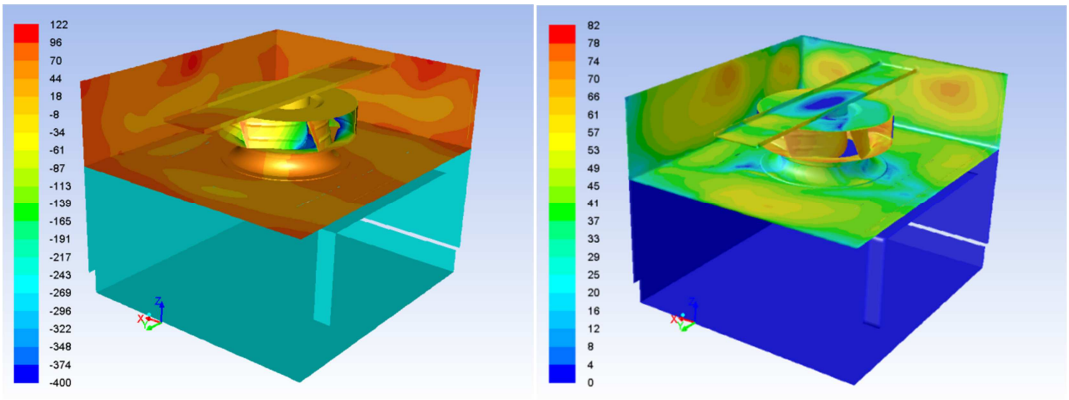
Şekil 5.13: Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s).



Şekil 5.14 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s).

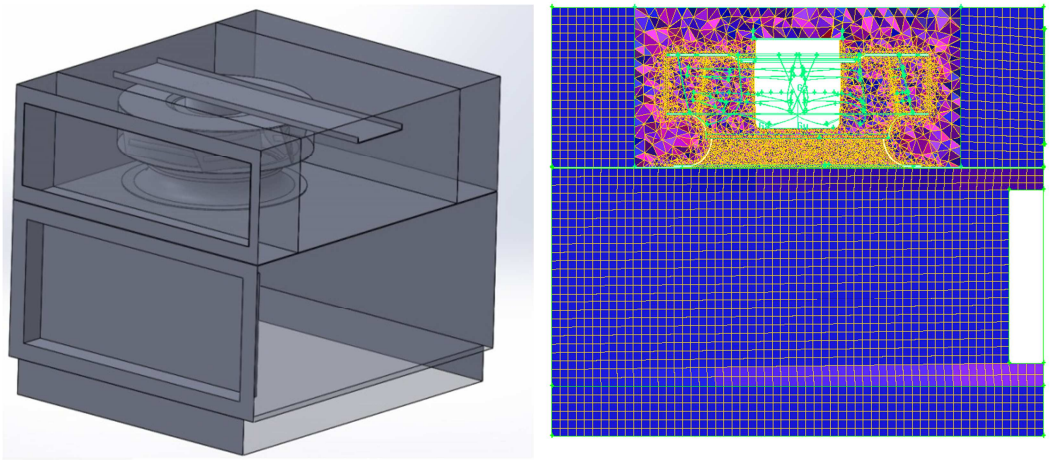


Şekil 5.15 : Akım çizgileri (m/s).

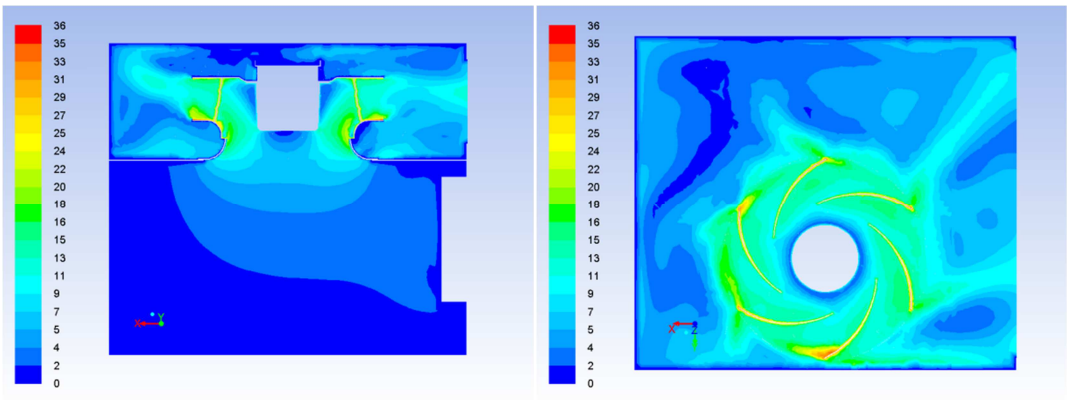


Şekil 5.16 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB).

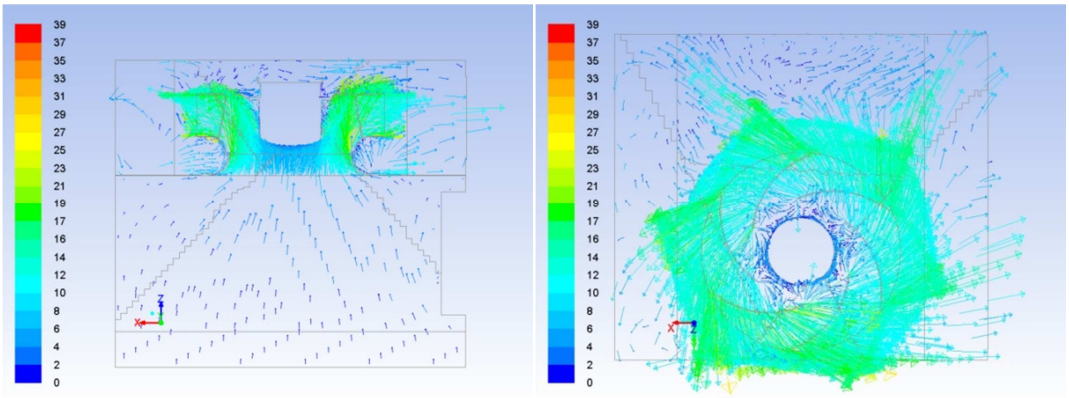
Fana önden bakıldığında merkezden 87 mm sola yerleştirilen (520-87)x595 kesitindeki model ile ilgili yapılan sayısal analizin sonuçları aşağıda verilmiştir :



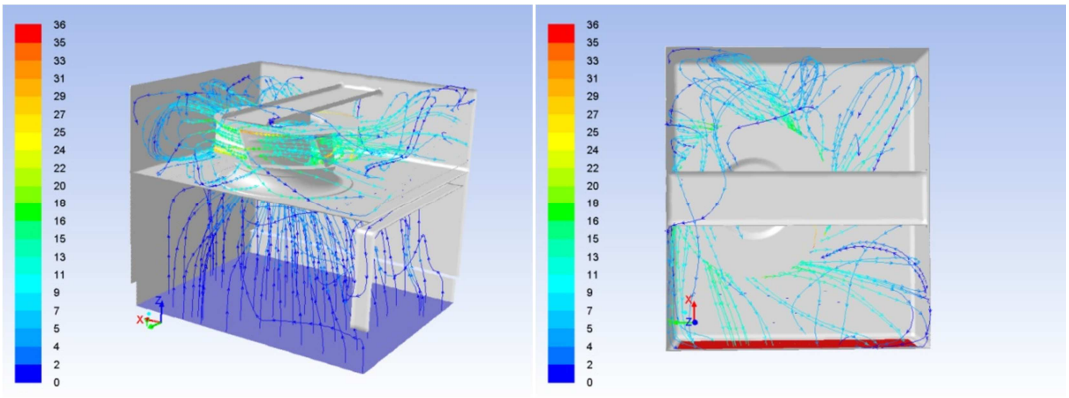
Şekil 5.17 :(520-87)x595 modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı.



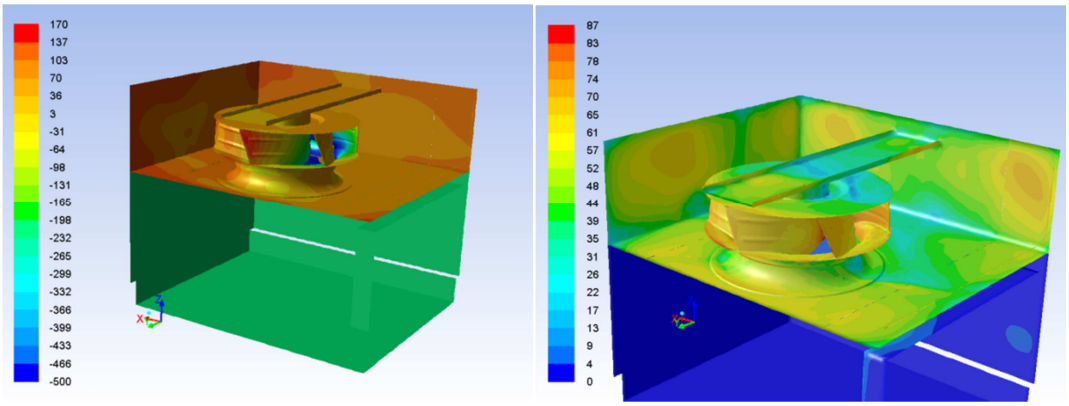
Şekil 5.18: Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s).



Şekil 5.19 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s).

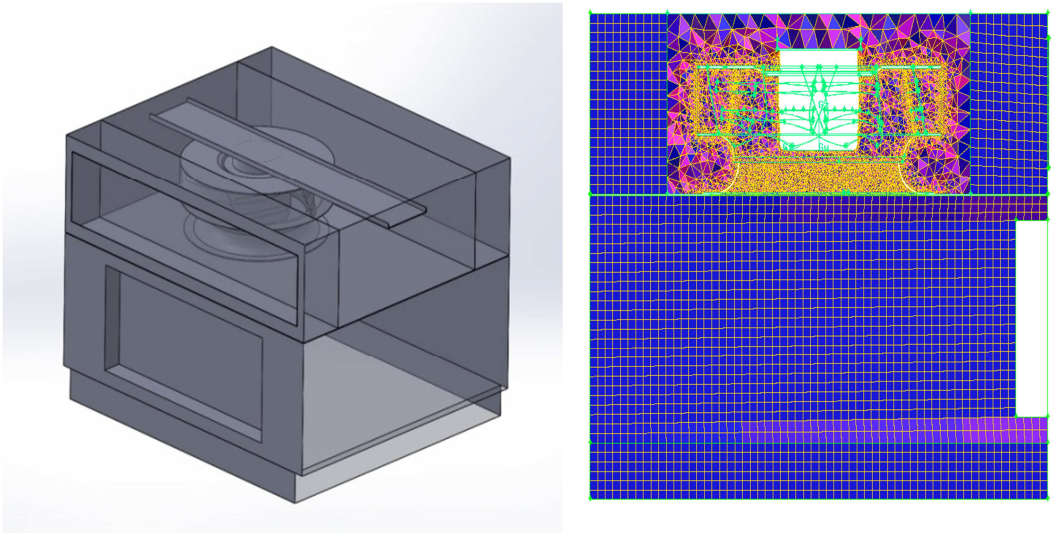


Şekil 5.20 : Akım çizgileri (m/s).

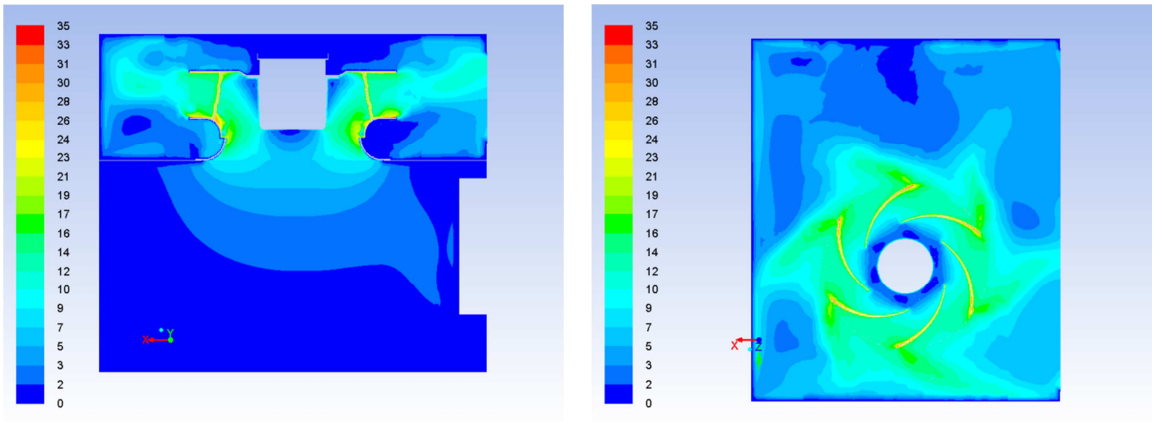


Şekil 5.21 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB).

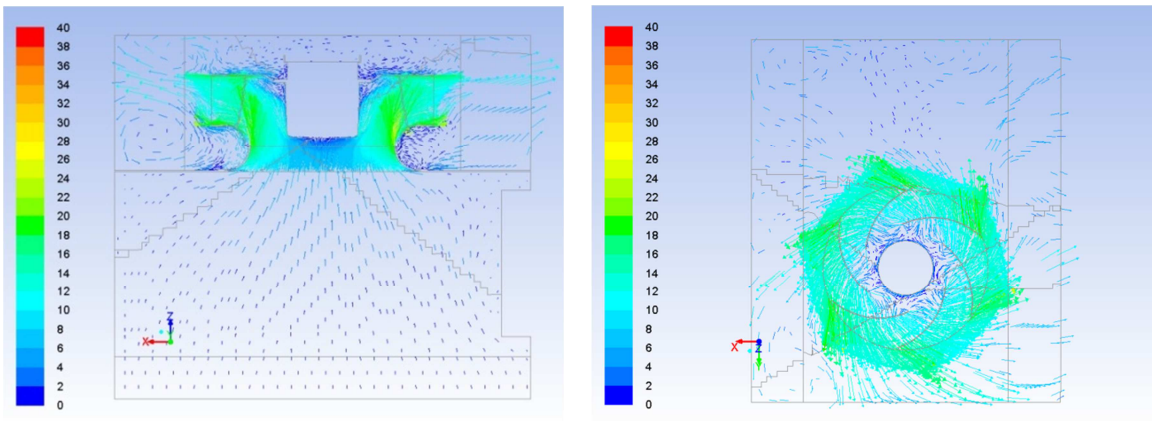
Sistemin genişliği 700 mm çıkartılıp fana önden bakıldığında merkezden 90 mm sola yerleştirilen (520+180)x595 kesitindeki model ile ilgili yapılan sayısal analizin sonuçları aşağıda verilmiştir :



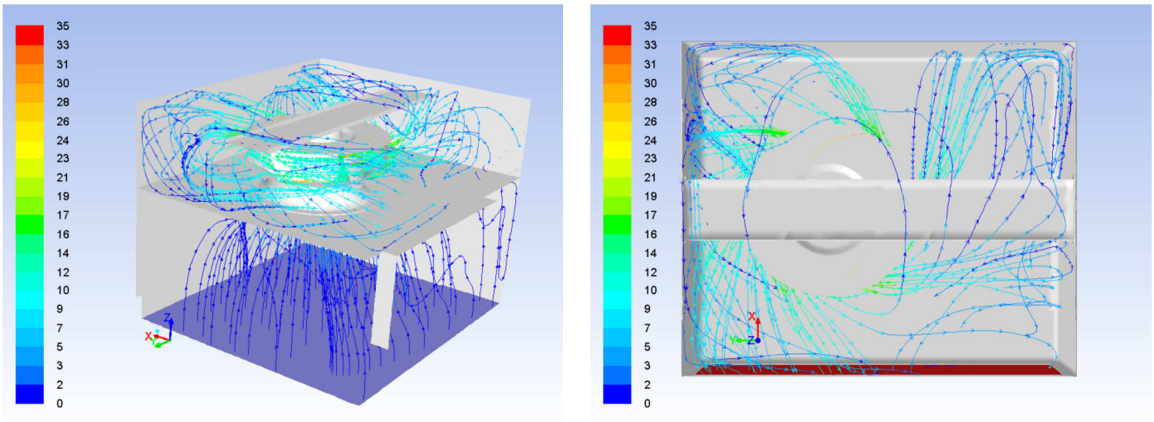
Şekil 5.22 :(520+180)x595 modelin negatifi ve oluşturulan çözüm ağı.



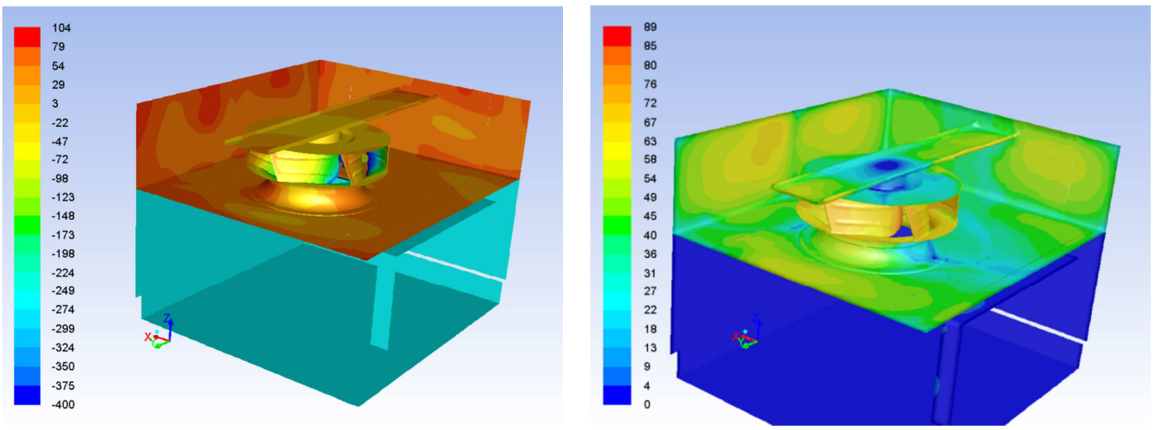
Şekil 5.23: Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s).



Şekil 5.24 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız vektörleri (m/s).



Şekil 5.25 : Akım çizgileri (m/s).



Şekil 5.26 : Sistemin statik basınç kontürleri (Pa) ve gürültü seyiyesi (dB).

Yukarıda verilen sonuçlar filtresiz durum açısından değerlendirilmiş olup Çizelge 5.1' de ayrıntıları ile verilmiştir. Bununla birlikte, filtresiz analiz yapılmasının başlıca nedeni filtreli analizlerin filtresiz analizlere göre iki ila üç katı süre almasıdır.

5.3 KabindekiParçaların Etkisi

Bu bölümde sistemde kullanılan parçalarda bir takım değişiklik ve/veya eklenti yapmak suretiyle elde edilmiş modellerin analizleri ele alınmıştır. Bu modellere önceki bölümde verilen Çizelge 4.1' deki tek bir filtre varsayımını kabul edip çeşitli modellere uygulanmıştır. Daha sonra aralarından uygun bir modelseçilip gerçek sistemle olan ölçümüne göre filtre katsayıları yarıya indirilerek iyileştirme yapılmıştır. Oluşturulan modellerin sonuçları aşağıdaki Çizelge 5.2' de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Farklı boyutlarla yapılan analizlerin sonuçları.

No	Verilenler						Alınanlar					
							Sistem					
	Giriş Kütlesel Debi (kg/s)	Çıkış Basıncı (Pa)	Türbülans Şiddeti (%)		Hidrolik Çap (mm)		Açısal Hız (rad/s)	Basınç (Pa)		Hacimsel Debi(m³/h)	Moment(Nm)	Verim (%)	Gürültü (dB)
			Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış		Giriş	Çıkış				
0	0,46346				532	287		-291		1362	0,9310	56	65
1					531	217		-257			0,9225	51	65
2					531	217		-266			0,9254	53	65
3	0,47638	0	2		574	224	212,47	-265	0	1400	0,9007	54	64
4					626	231		-259			0,9025	53	65
5					531	217		-248			0,9168	50	64
6					626	231		-277			0,9172	53	65
7					531	217		-263			0,9017	53	63

0. Özgün Model (fan tutucu iç tarafa doğru bakıyor)

1. 520x595 Model (fan tutucu iç tarafa doğru bakıyor)

2. 520x595 Model

3. 595x595 Model

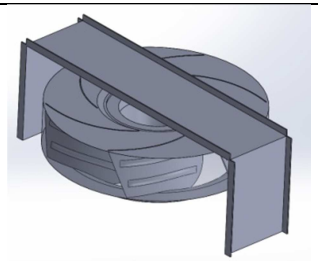
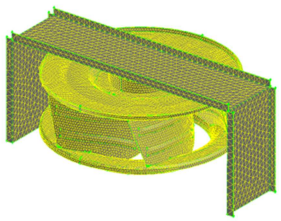
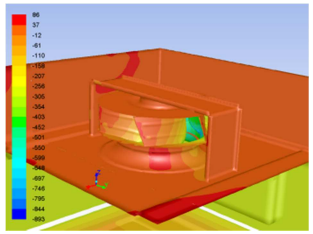
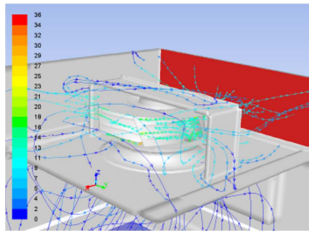
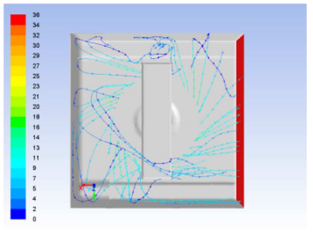
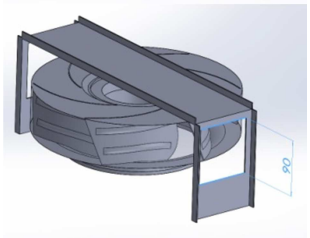
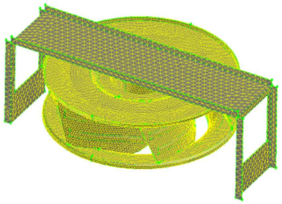
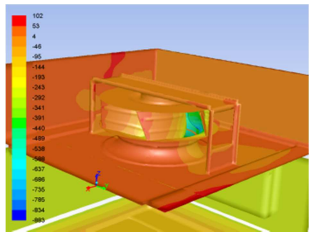
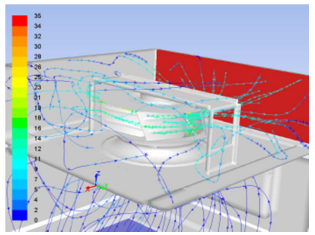
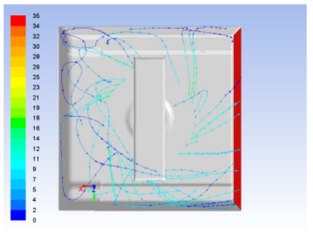
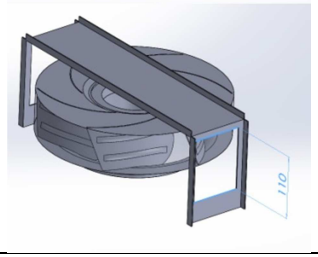
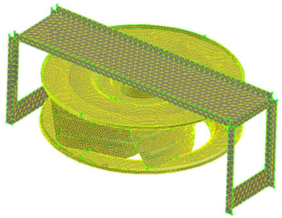
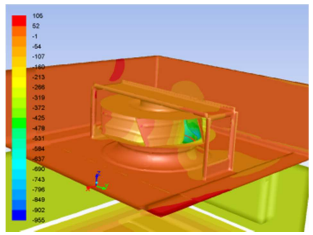
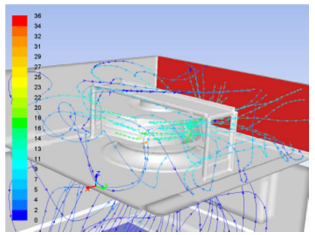
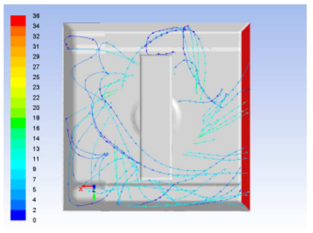
4. 700x595 Model

5. (520-87)x595 (Fan önden bakıldığında 87 mm solda)

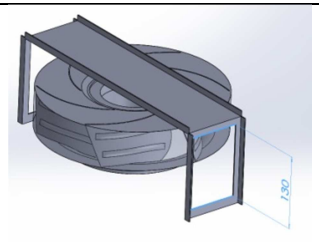
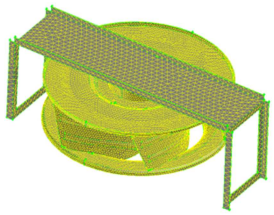
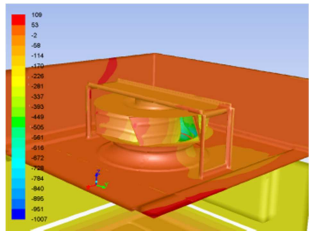
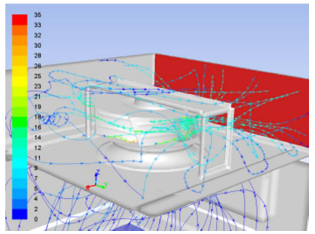
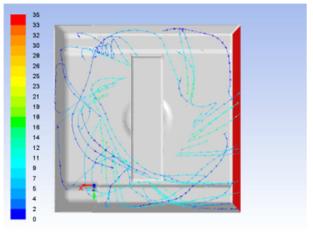
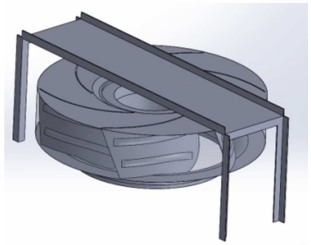
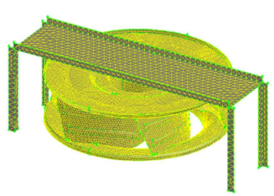
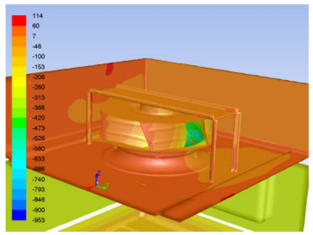
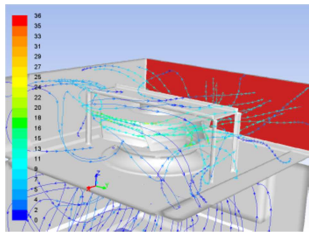
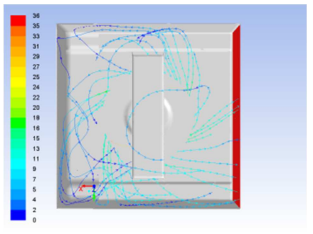
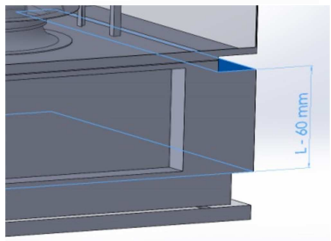
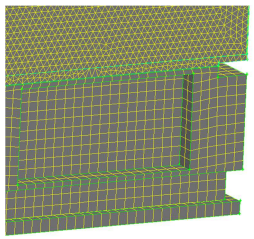
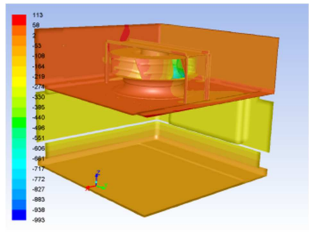
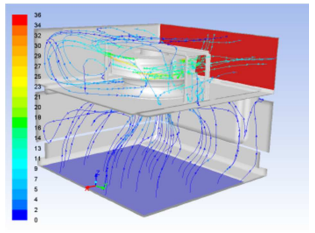
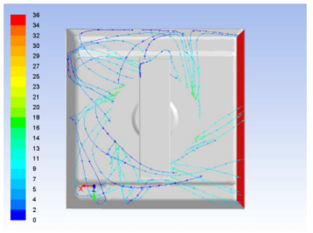
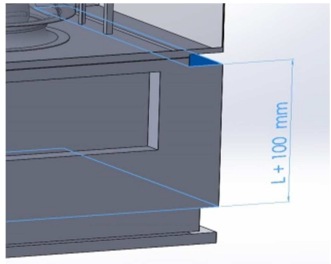
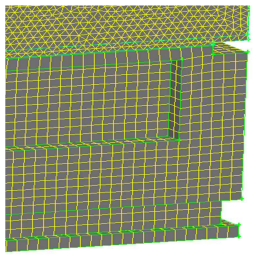
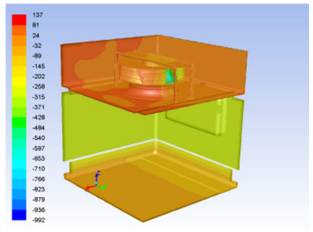
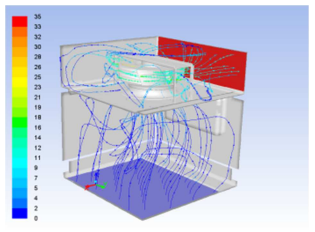
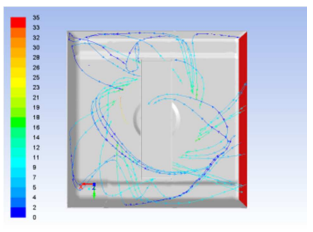
6. (520+180)x595 (Fan önden bakıldığında 90 mm solda)

7. 520x595 Model (Fan tutucunun kenarları açık ve yuvarlatılmış)

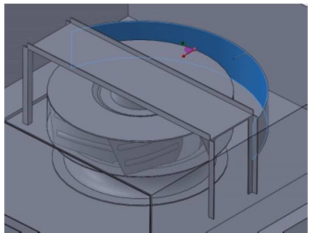
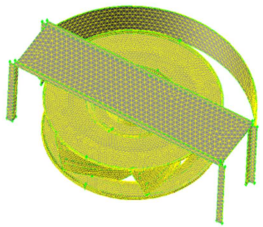
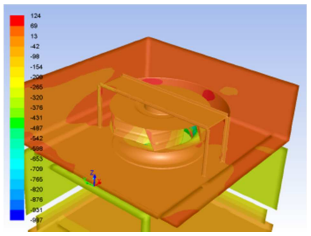
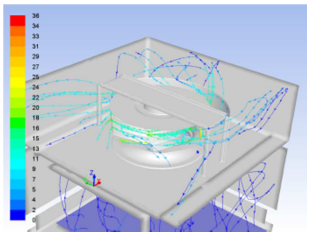
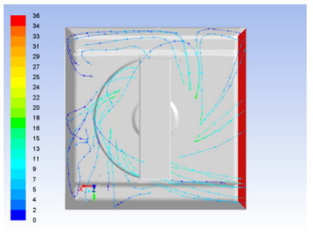
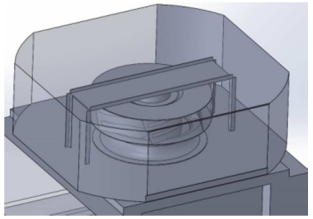
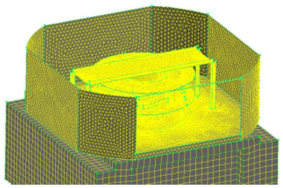
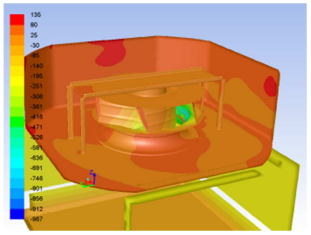
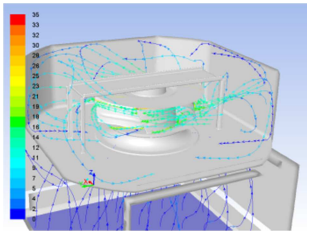
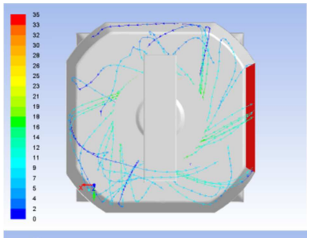
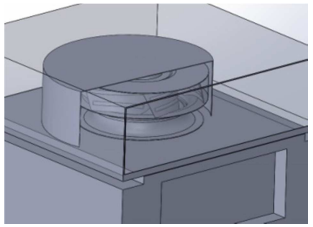
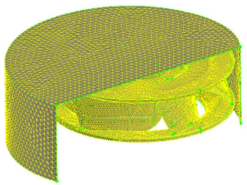
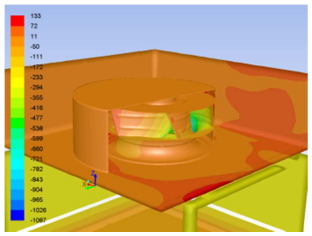
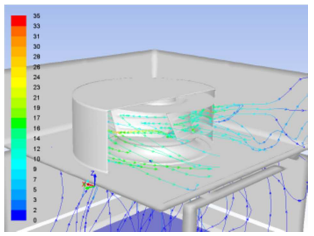
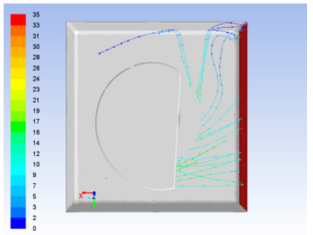
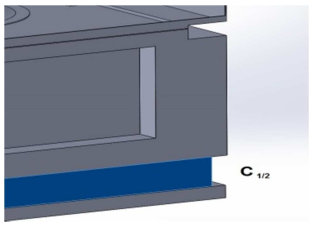
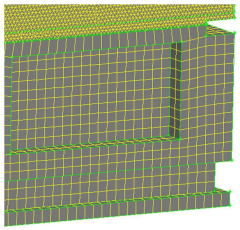
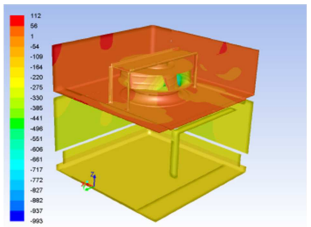
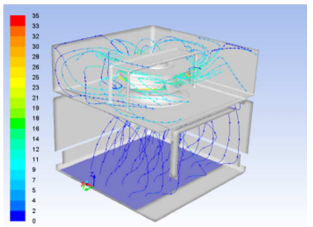
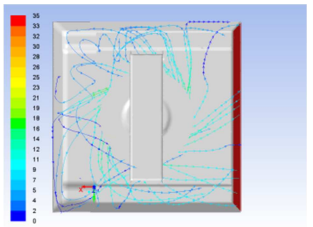
Çizelge 5.2 : Farklı modellerle yapılan analizlerin sonuçları.

Açıklama	Model	Çözüm Ağı	Statik Basınç	Akım Çizgileri	
Fan Tutucu Ters					
Fan Kenarında 90 mm Açıklık					
Fan Kenarında 110 mm Açıklık					

Çizelge 5.2 (devam): Farklı modellerle yapılan analizlerin sonuçları.

Fan Kenarında 130 mm Açıklık					
Fan Kenarı Tam Açık					
Alt Gövde 60 mm Kısa					
Alt Gövde 100 mm Uzun					

Çizelge 5.2 (devam): Farklı modellerle yapılan analizlerin sonuçları.

Yarım Kapalı					
Köşeler Yuvarlatılmış					
Salyangoz Tipi					
Filtre Katsayıları Yarıya İndirilmiş					

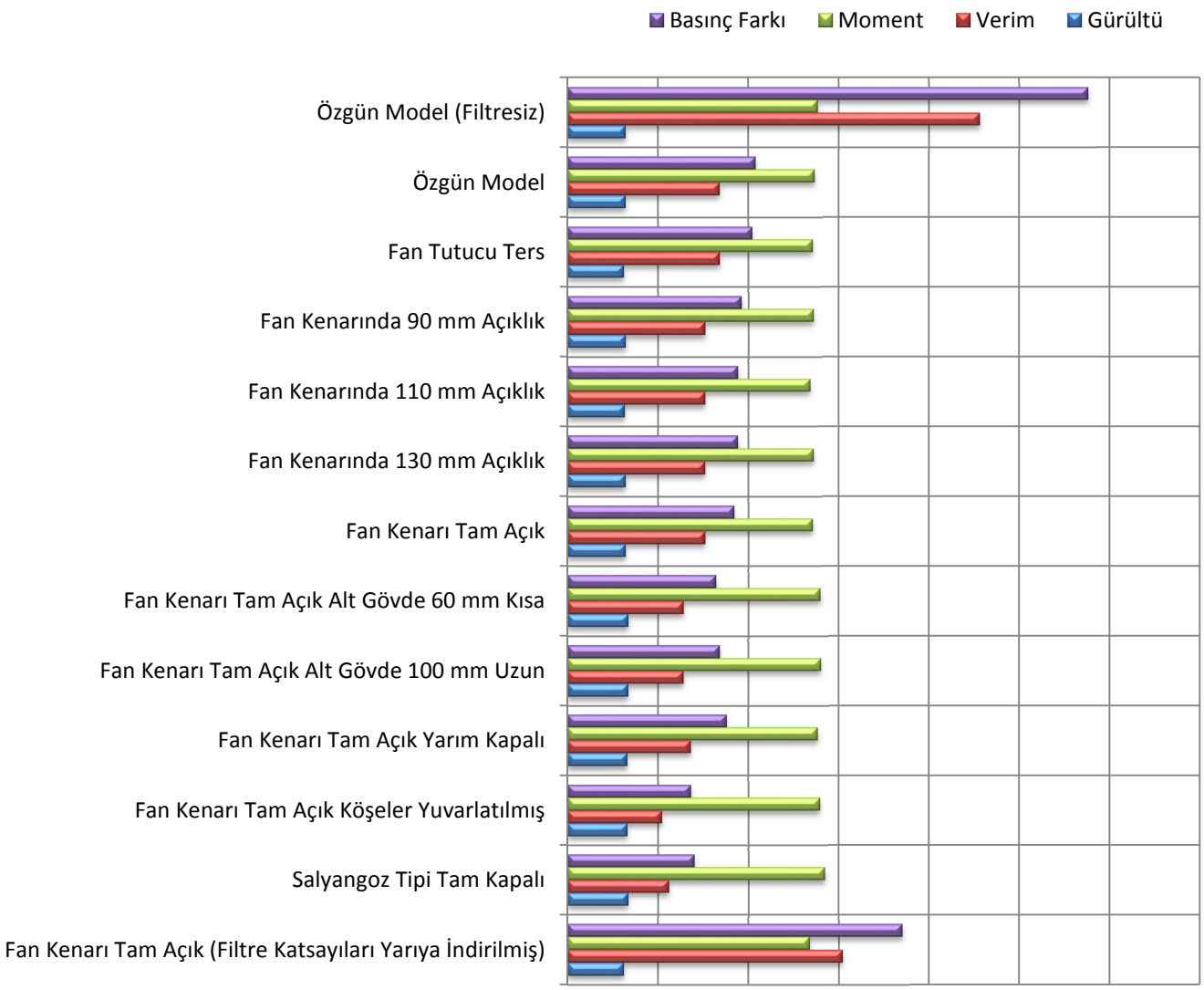
Yukarıda ayrıntılarıyla verilen sonuçlar aşağıda bulunan tek bir çizelgede toplanmıştır.

Çizelge 5.3 : Filtresiz ile filtreli modellerin sonuçları.

FİLTRELİ						Basınç (Pa)	Moment (Nm)	Verim (%)	Gürültü (dB)
Özgün Model	(Filtresiz)					288	0,9227	57	64
						104	0,9108	21	64
Fan Tutucu Ters						102	0,9031	21	62
	Fan Kenarında	90 mm Açıklık				96	0,9053	19	64
		110 mm Açıklık				94	0,8927	19	63
		130 mm Açıklık				94	0,9066	19	64
	Fan Kenarı	Tam Açık				92	0,9022	19	64
			Alt Gövde	60 mm Kısa		82	0,9295	16	67
				100 mm Uzun		84	0,9334	16	67
			Yarım Kapalı			88	0,9209	17	66
			Köşeler Yuvarlatılmış			68	0,9291	13	66
Salyangoz Tipi Tam Kapalı						70	0,9455	14	67
Fan Tutucu Ters Fan Kenarı Tam Açık (Filtre Katsayıları Yarıya İndirilmiş)						185	0,8923	38	62

Hacimsel Debi 1400 m³/h, Kütlesel Debi 0,47638 kg/s, Çıkış Basıncı 0 Pa, Giriş ve Çıkış Türbülans Şiddeti %2, Giriş Hidrolik Çap 532 mm ve Çıkış Hidrolik Çap 287 mm, Açısal Hız 212,47 rad/s

Farklı bir bakış açısı kazandırması açısından grafiksel sonuçlar aşağıda verilmiştir.



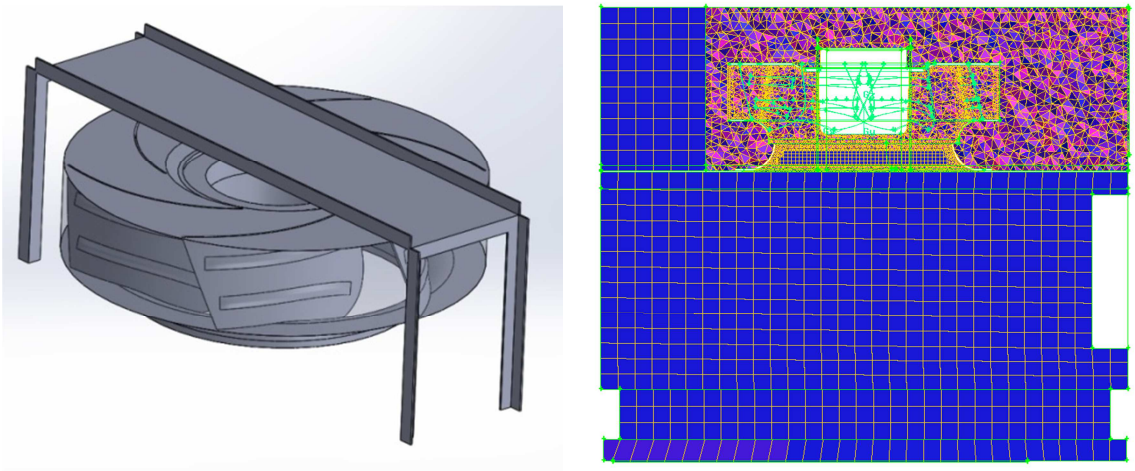
Şekil 5.27 : Filtresiz ile filtreli modellerin karşılaştırılması

Sonuçlara göre fan tutucu ters olan modelin değerleri bu sistem için uygun görülmüştür. Ancak, sistemin bulunduğu baz istasyonu veya oda içindeki cihazların yerleşimi hava akışını olumsuz yönde etkilemektedir. Oda içinde daha fazla hava akışı için fan kenarlarının açık olması gerekir. Bu nedenle fan tutucu ters ile fan kenarı tam açık model seçilmiştir. Deneysel olarak elde edilen basınç farkıyla filtreli bir analiz kıyaslandığında öngörülen filtre parametrelerinden dolayı farklılıkların olması muhtemeldir. Mevcut sistemin çalışması esnasında deneysel olarak ölçülen basınç farkı yaklaşık 70 ila 80 Pa arasındadır. Analizlerin bu değeri yakalayabilmesi için filtre katsayıları yarıya indirilerek bir düzeltme daha yapılmıştır. Bu analiz de tabloya ilave edilerek Çizelge 5.3' de yerini almıştır. Çizelgede görülen basınç farkı, mevcut sistemin giriş ve çıkışındaki basınç farkı olup filtre katsayılarının uygun olup olmadığını

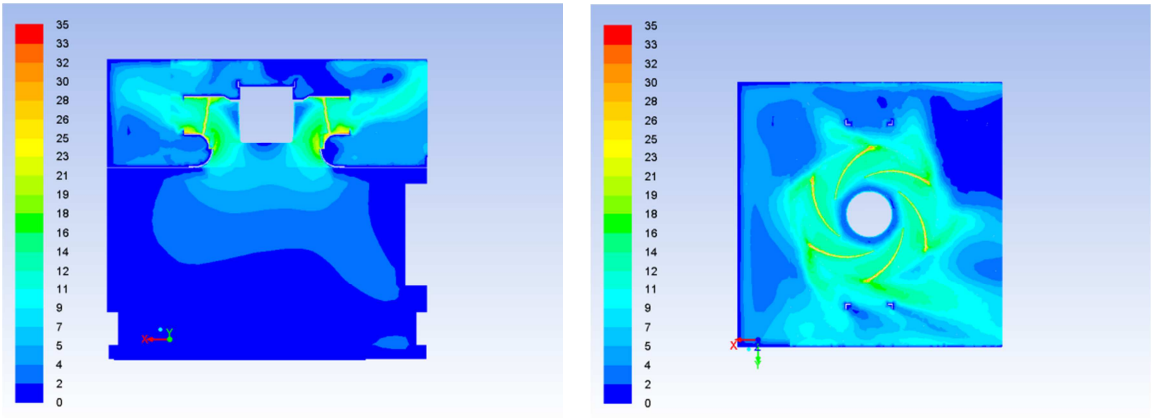
anlamak için yapılan ve analiz sonrasında arayüzeylerden okunarak doğruluğu kanıtlanabilen büyüklüklerdir. Zikredilen bu değer yaklaşık olarak 88 Pa dolaylarındadır ki anlaşılacağı üzere gerçek değere yakın bir değerdir.

Gürültü seviyesindeki artış, fanın devir sayısındaki artış ile doğru orantılı olması beklenen bir durumdur. Bununla birlikte, fanın kataloğunda debi düzeltme katsayısı incelendiğinde sistem boyutlarının 700x700 mm boyutlarında olması gerekmektedir. Fakat, bu ölçüler hem maliyet hem de yer temini açısından sorun teşkil etmektedir. Bu nedenle, mevcut sistemin boyutlarıyla sadece fan tutucunun köşeleri ters bükülerek ve havanın geçeceği yerlere uygun bir akış yolu tasarlayarak iyileştirme yapılması uygun görülmüştür.

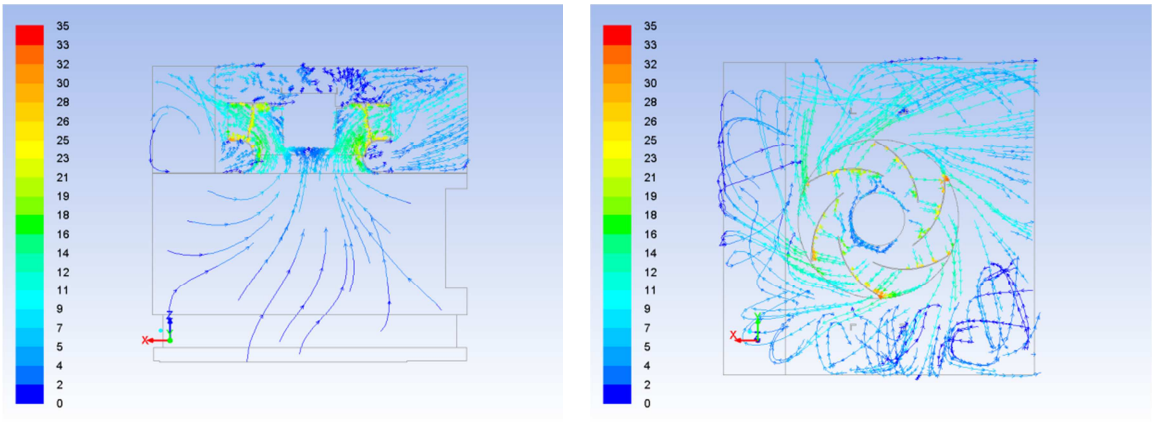
Filtre katsayıları yarıya indirilerek yapılan analizin ayrıntıları aşağıda verilmiştir :



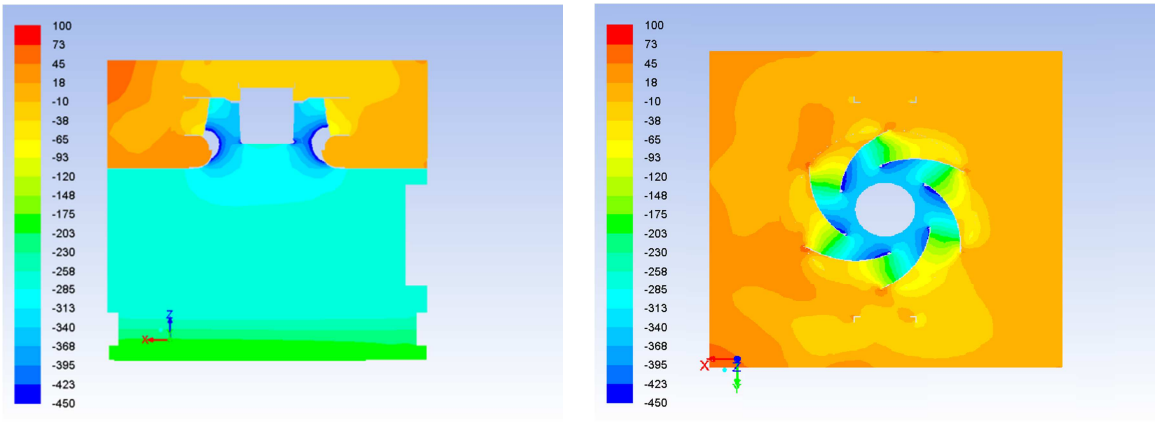
Şekil 5.28 : Modelin negatifi ve oluşturulan hassas çözüm ağı.



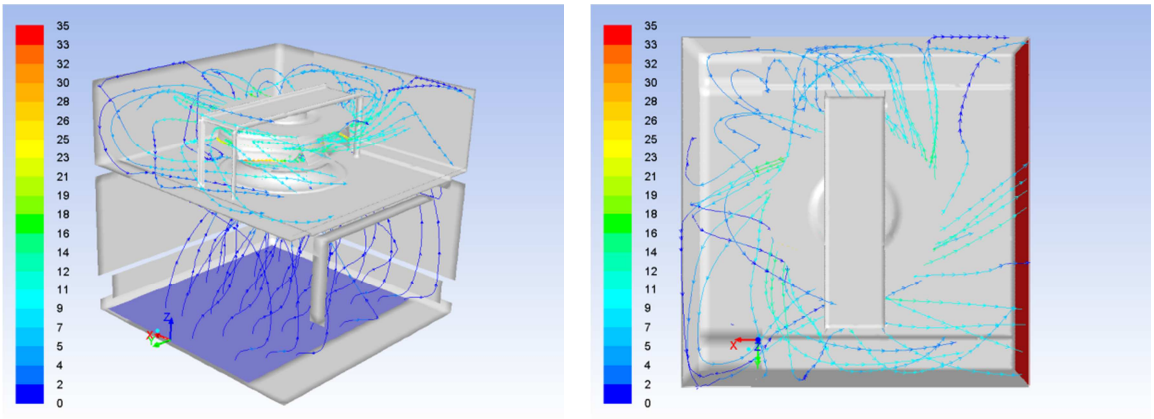
Şekil 5.29 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış hız kontürleri (m/s).



Şekil 5.30 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış akım çizgileri (m/s).



Şekil 5.31 : Fanın bulunduğu kesitten dikey ve yatay olarak alınmış statik basınç kontürleri (Pa).



Şekil 5.32 : Akım çizgileri (m/s).

6. SERBEST SOĞUTMA SİSTEMİNİN SAYISAL MODEL SONUÇLARI

Bir önceki bölümde serbest soğutma sistemi kabini ile ilgili hem boyutları bakımından hem de kullanılan parçalar bakımından çeşitli modellerin analizleri yapılmıştır. Bu analizlerin neticesinde elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

- Bütün modellerde fan tutucunun kenarlarının ters yerleştirilmesi basınç farkını olumlu yönde etkilemiştir.
- Kabin boyutları ile ilgili,
    - Genişliğin arttırılması basınç farkını olumsuz yönde etkilemiş ancak, fanın konumu değiştirilerek bu olumsuzluk giderilmiştir.
- Parça ile ilgili,
    - Hem basınç farkı hem de verim açısından incelendiğinde fan tutucu ters ve fan kenarında yapılan değişiklikler diğer modellere göre daha iyi sonuçlar vermiştir.

Yukarıdaki sonuçlara bağlı olarak sistemin performansını arttırabilmek için aşağıdaki öneriler sunulmuştur.

- Basınç farkı açısından incelendiğinde sabit debi şartında fan tutucunun ters yerleştirilmesi uygun görülmüştür. Eğer, hava akışını engel teşkil etmeyecek bir tasarım isteniyorsa bahsedilen parçanın kenarlarının açık olması gerekmektedir.
- Fan kataloğunda bulunan ve hidrolik çapı içeren debi düzeltme katsayısı formülüne göre cihaz boyutlarının 700x700 olması gerekmektedir.
- Ani basınç değişim bölgelerine bağlı olarak sesin azaltılması için fan kenarlarının açık olması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

Abimannan, S., Christy, S. (2011). Energy Efficient Free Cooling System for Data Centers,*Third IEEE International Conference on Coud Computing Technolgy and Science*, vol. 111, p1099-1106.

Aktacir, M. A. (2011). Enerji Verimli Binalarda Farklı Ekonomizer Kontrol Yöntemlerinin Performans Değerlendirilmesi, Harran Üniversitesi, Şanlıurfa.

Aktacir, M. A., Bulut, H. (2007). Tam Havalı İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava Sıcaklık Kontrollü Serbest Soğutma ve Enerji Analizi, Harran Üniversitesi, Şanlıurfa.

Çengel, Y. A., Boles, M. A. (2002). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, çev. T. Derbentli, Literatür Yayınları.

Das, D., Dai, J., Ohadi, M., Pecht, M. (2013). Realiability risk mitigation of free air cooling through prognostics and healt management, *Applied Energy*, vol. 111, p104-112.

Das, D., Dai, J., Pecht, M. (2012). A multiple stage approach to mitigate the risks of telecommunication equipment under free air cooling conditions, *Energy Conversion and Management*, vol. 64, p424-432.

Kannan, N. (2011).Design and Modeling Techniques for Cooling of Telecommunication Systems, The University of Texas, USA.

Mosaffa, A. H., Infante Ferreira, C. A., Rosen, M. A., Talati, F. (2013). Thermal performance optimization of free cooling systems using enhanced latent heat thermal storage unit, *Applied Thermal Engineering*, vol. 59, Issue 1-2, p473-479.

Roualt , F., Bruneau, D., Sebastian, P. (2013). Numerical modelling of tube bundle thermal energystorage for free-cooling of buildings,*Applied Energy*,vol. 111, p1099-1106.

Url-1<*http://www.dantherm.com*>, alındığı tarih: 10.03.2014.

Url-2<*http://www.ebmpapst.com*>, alındığı tarih: 12.03.2014.

Url-3<*http://www.mgt.com.tr*>, alındığı tarih: 03.04.2014.

Url-4<*http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluent-help*>, alındığı tarih: 06.04.2014.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad **:**Murat YILDIZ

Doğum Tarihi ve Yeri: Bakırköy / 21.07.1984

E-posta **:**yildizmur@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:**2006, Sakarya Üniv., Makina Fakültesi, Makina Müh.

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2004, Motordan Bağımsız Kabin İçi Isıtma Cihazı, KOSGEB projesi
- 2005-6, Sakarya Üniversitesinde %10 dilimin içinde öğrenim
- 2006, Motordan Bağımsız Kabin İçi Isıtma Cihazının Geliştirilmesi, TÜBİTAK-TEYDEB projesi
- 2008, Türk Silahlı Kuvvetleri tarafından verilen Takdir Belgesi
- 2010, Redüktörlü Tek Kademeli Marş Motoru, TÜBİTAK-TEYDEB projesi
- 2010, 16. Uluslararası Otomotiv Yan Sanayi Yedek Parça, Aksesuar ve Servis Ekipmanları Fuarı