

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TURBOŞARJ DEVRELERİNDE KULLANILAN REZONATÖRLERİN AKIŞ
VE AKUSTİK TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Florian Sam GÜNGÖR

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. A. Rüstem ASLAN

ARALIK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TURBOŞARJ DEVRELERİNDE KULLANILAN REZONATÖRLERİN AKIŞ
VE AKUSTİK TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Florian Sam GÜNGÖR
511121205**

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

24 ARALIK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511121205 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Florian Sam GÜNGÖR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “TURBOŞARJ DEVRELERİNDE KULLANILAN REZONATÖRLERİN AKIŞ VE AKUSTİK TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. A. Rüstem ASLAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Haluk EROL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Mehmet ŞAHİN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 26 Kasım 2015
Savunma Tarihi : 24 Aralık 2015

Anneme,

ÖNSÖZ

Öncelikle Akustik konusunda şu an bulunduğum noktaya gelmemde büyük rolü olan değerli hocam Prof. Dr. Haluk EROL'a teşekkür ederim. CFD alanına girmemde büyük rol oynayan danışmanım Prof. Dr. A. Rüstem ASLAN'a teşekkür ederim.

Bu çalışmayı mümkün kılan Teklas Kauçuk çalışanlarından çizim yapan Emre KONUR'a, yapısal analizleri tamamlayan Emre TANIR'a, bu tasarımı tez haline getirmemde beni destekleyen Necati FAKKUSOĞLU'na teşekkür ederim.

Yoğun ve stresli zamanlarımda her zaman yanımda olan aileme ve beni her zaman destekleyen Selen URUK'a çok teşekkür ederim.

Aralık 2015

Florian Sam
GÜNGÖR
(Uzay Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	vii
SEMBOLLER	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1. Susturucu Tipleri	1
1.2. Literatür Araştırması	4
1.3. Tezin Amacı	5
1.4. Uygun Konsept Seçimi ve CAD Datasının Oluşturulması	6
1.5. Mekanik Tasarım.....	7
2. TEORİK ESASLAR	11
2.1. Akışkan Denklemler	11
2.2. Akustik Denklemler	12
2.3. Akustik Performans Parametreleri	16
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR.....	17
3.1. Akustik Analiz.....	17
3.1.1. Sayısal ağ çalışması.....	17
3.1.2. Sınır koşulları ve yapılan kabuller	20
3.1.3. Analiz sonuçları.....	21
3.2. Parametrik Çalışmalar	23
3.3. Akışkan Analiz.....	30
3.3.1. Sınır koşulları	31
3.3.2. Sayısal ağ çalışması.....	32
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	39
4.1. Akustik deneysel test.....	39
4.2. Prototip parçalar	42
4.3. Sonuçların karşılaştırılması	43
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	47
KAYNAKLAR	49
ÖZGEÇMİŞ	51

SEMBOLLER

V	: Hacim
A	: Alan
P	: Basınç
L	: Uzunluk
h	: Entalpi
t	: Zaman
T	: Sıcaklık
ρ	: Yoğunluk
L_p	: Ses basıncı düzeyi
L_w	: Ses gücü düzeyi
M	: Mach sayısı
c	: Ses hızı
W_0	: Güç eşiği
P_0	: Basınç eşiği
R	: Gaz sabiti
TL	: Ses iletim kaybı
D_i	: Boru çapı
σ	: Porozite
Z	: Empedans
k	: Dalga sayısı
λ	: Dalga boyu
ζ	: Perforasyon empedansı

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Rezonatör için ayrılan hacim yeşil kutu ile gösterilmiştir.....	6
Şekil 1.2 : İlk taslak konsept çalışması.....	7
Şekil 1.3 : İlk tasarım yapısal analiz sonucu.....	8
Şekil 1.4 : Feder ve Radius atılan mekanik tasarım.	8
Şekil 1.5 : İkinci tasarımın mekanik analiz sonucu.	9
Şekil 1.6 : Feder sayısı ve Radius genişliği artırılmış üçüncü tasarım.	9
Şekil 1.7 : Üçüncü tasarımın mekanik analiz sonucu.	10
Şekil 2.1 : Gelen ve giden dalga tanımları.....	14
Şekil 2.2 : Dairesel kesitli kanalda akustik yayılım.....	15
Şekil 3.1 : a) Linear b) Quadratic eleman tipi.	18
Şekil 3.2 : Tasarım_1 Tetra eleman mesh kesiti.....	19
Şekil 3.3 : Tasarım_1 Hexa eleman sayısal ağ kesiti.....	19
Şekil 3.4 : Tasarım_1 için giriş ve çıkış koşulları.	20
Şekil 3.5 : Tasarım_1 iletim kaybı grafiği.	22
Şekil 3.6 : Tasarım_1 akustik odacık besleme yarıkları şeması.	22
Şekil 3.7 : M330 Rezonatör analiz geometrisi.....	24
Şekil 3.8 : Mesh örnek görüntüsü.	24
Şekil 3.9 : Mesh kesit görüntüsü.	25
Şekil 3.10 : Tasarım süreci boyunca performans grafikleri.....	25
Şekil 3.11 : Tasarım-1 odacık besleme yarıkları şeması.	26
Şekil 3.12 : Tasarım-6 görüntüsü.....	26
Şekil 3.13 : Tasarım-6 odacık besleme yarıkları şeması.	27
Şekil 3.14 : Tasarım12 odacık besleme yarıkları şeması.....	28
Şekil 3.15 : Optimum Tasarım.	28
Şekil 3.16 : CFD meshinin boydan kesiti.	32
Şekil 3.17 : Rezonatörün iç mesh yapısının kesiti.....	33
Şekil 3.18 : Giriş ve çıkışı uzatılmış optimum geometri CFD analiz modeli.....	33
Şekil 3.19 : Rezonatör kesit görünüşü.	34
Şekil 3.20 : Mesh yoğunluğu.	34
Şekil 3.21 : Basınç kesitleri şeması.	35
Şekil 3.22 : Rezonatör kesitinde toplam basınç dağılımı.	35
Şekil 3.23 : Rezonatör kesitinde hız dağılımı.	36
Şekil 3.24 : Mach sayısı dağılımı.	36
Şekil 3.25 : Akış çizgileri.	37
Şekil 5.1 : Ses ölçüm düzeneği şeması.	39
Şekil 5.2 : Empedans tüpü genel şeması.....	40
Şekil 5.3 : Akustik kaynak.....	41
Şekil 5.4 : Empedans Tüpü Deney Düzeneği.	41
Şekil 5.5 : Ölçülecek test parçası.....	42
Şekil 5.6 : Ölçülecek prototip parçaları.	42
Şekil 5.7 : Optimum tasarım akustik performans grafiği.	43
Şekil 5.8 : Prototip parçaların akustik performansları.	43

Şekil 5.9 : Prototip parçaların ölçüm görüntüsü.	44
Şekil 5.10 : Test koşullarında analiz ve ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması.	45
Şekil 5.11 : Test ve çalışma sıcaklığı analiz sonuçları karşılaştırılması.	46
Şekil 5.12 : Prototip parçasının boydan kesiti.	46

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 : Tasarım_1 akustik analiz sonucu görselleri	23
Çizelge 3.2 : Ses Basınç Düzeyleri Görselleri Tablosu	29
Çizelge 3.3 : Odacıklar içerisindeki hız vektörleri	37
Çizelge 3.4 : Çeper üzerindeki basınç dağılımı	38
Çizelge 5.1 : Odacık perdeleri arası hava boşlukları	44

TURBOŞARJ DEVRELERİNDE KULLANILAN REZONATÖRLERİN AKIŞ VE AKUSTİK TASARIMI

ÖZET

Otomobillerde kullanılan turboşarj devrelerinin amacı aynı motor hacminde daha çok oksijen yakarak daha çok güç elde etmektir. Emiş havasını temizledikten sonra kompresöre giren hava yüksek oranlarda sıkıştırılarak motora iletilir. Rezonatörler tam olarak bu noktada devreye girerler. Görevleri kompresördeki sıkıştırma evrelerinde meydana gelen basınç gradyanlarından dolayı oluşan gürültüyü susturmaktır. Oluşan geniş bantlı gürültünün susturulması için boru içerisinde tek boyutlu ses dalgalarının dinamiği incelenmektedir. Tek boyutlu düzlem dalga modeli kabulü ile ses dalgalarının ilerleyen ve motor girişinden yansıyan dalgalara bölünerek incelenebilirler. Bu durumda dalgaların empedans farkı kullanılarak ses düzeyleri hesaplanabilir. Bu kabüller doğrutusunda sonlu elemanlar yöntemiyle belirlenen tasarımlar için akustik performans analizleri yapılmıştır..

Rezonatörlerin akustik performans haricinde önemli bir diğer tasarım kriteri olan toplam basınç kaybı detaylı bir biçimde incelenmiştir. Motorun yeterli miktarda hava beslemesi yapabilmek adına basınç kaybı parametresi akustik performans ile ters orantılı değişmektedir. Artan akustik performans sayesinde basınç kaybının çok artması kesinlikle kaçınılması bir durum olduğundan bu parametrenin doğru hesaplanması oldukça önemlidir. 3 boyutlu CFD analizleri ile rezonatörün sahip olduğu akışkan davranışı incelenmiştir.

Bu tez kapsamında FIAT tarafından üretilecek bir aracın rezonatör tasarımı anlatılmaktadır. TEKLAS KAUCUK A.Ş. için tasarladığım rezonatörün tasarım evreleri tek tek anlatılarak detaylı performansı hakkında bilgiler verilmiştir.

Yapılan çalışmalar sonucunda 3 odacığa sahip bir tasarımın en uygun akustik performansı sağladığı görülmüştür. Basınç kaybı limitleri içerisinde bulunan bu rezonatörün üretilebilirliği, mekanik dayanımı incelenerek prototip üretimi yapılmıştır. Prototipler deneysel akustik testlere tabi tutulup analizler doğrulanmaya çalışılmıştır. Oda şartlarında yapılan deneysel testler sonucunda çalışma frekansında kaymalar görülmüştür. Düşük frekanslarda 140Hz, yüksek frekanslarda ise 250 Hz lik bir kaymadan bahsedebiliriz. Kaymaların nedenleri olarak üretim kaynaklı hatalar, malzeme dışına yayılan akustik enerji ve analizlerde yapılan kabüller gelmektedir.

Üretim kaynaklı hatalar sorunları minimize etmek amacıyla prototipler kesilip incelenmiştir.

ACOUSTIC AND FLOW DESIGN OF TURBOCHARGER RESONATORS

SUMMARY

Nowadays comfort is one of the most important aspects of automobile industry. This has a great effect on the usage of resonator in all kind of cars. Because of the environmental noise regulations of governments, the noise reduction has come to a critical point.

Most resonators are used in turbocharger units of diesel engine equipped cars. The reason of the need for a resonator comes from the noise created by the compressor unit. The high pressure profiles created inside the compressor travel through both structure and air inside the pipes towards the engine. In order to decrease the noise one of the best strategies goes through eliminating the source. This is not possible because without the compressor the amount of air burned inside the engine every cycle would be inefficient. The next best way to decrease the noise is to get as close as possible to the source and silence it with a resonator.

In this study the steps to design a resonator which must be effective inside a broad frequency band for FIAT is described. The main restrictions are volume, acoustic performance and back pressure. Also the resonator must be able to maintain unharmed during work conditions. Design steps are described for each restriction. One of biggest problems in designing a resonator is that the acoustic performance and the pressure loss are effecting themselves. A better acoustic performance has a negative effect on the flow performance which results in higher pressure loss of the system. So there must be an iterative solution in order to satisfy both restrictions.

Beginning with the structural design, the geometry was chosen to be a pipe with a circumferential resonator volume around. This gives a better vibrational resistance. The resonator was chosen to be produced in two parts welded together. This secures that the production errors are minimized. After the structural analysis with the given boundary conditions from FIAT the structural design was finished.

The next step was to get a high as possible acoustic performance. In order to get a large frequency band performance the resonator was divided into 3 acoustic chambers. Every chamber having a different natural frequency made sure that the acoustic performance was meeting the criteria given. The finite element analysis tool ACTRAN was used to calculate the TL values of each design.

Firstly, the design was modified in order to be able to have a broad frequency band of performance. The acoustic channels between the chambers and the main pipe were enlarged for lower frequency and also one of the channel was made thinner in order to perform on the large frequencies. After the first couple of analysis, it was seen that the minimum frequency to have a 20 dB TL is 1625 Hz. The upper frequency limit due to the design criteria was obtained as 3000 Hz.

In order to be sure that the design is aerodynamically satisfying, the first mechanical design was made as straight as possible. With the CFD software Fluent the pressure loss value was calculated. Also the Mach number distribution was investigated in

order to have no problematic areas where whistling may occur. After the pressure loss value was checked to be under 1 kPa, prototypes were produced and experimentally tested for their acoustic performance.

The experimental acoustic tests were made with impedance tubes according to ASTM E2611-09 standard. The tests were made in a silenced room and und room conditions. Because of production problems many of the resonators show frequency change in the peak values. The prototypes were cut in half and investigated for further mechanical design changes. The correlation between room temperature and working temperature were made with the ACTRAN software, and as a conclusion the frequency of the prototypes were inside the specified frequency band.

This study showed that CFD and FE Acoustic analysis are very good tools to design resonators for the industry. By following the steps in this study, it is possible to predict the working performance resonators.

1. GİRİŞ

Performans araçlarında ve dizel araçların büyük çoğunluğunda kullanılan turboşarj ünitesinin amacı, motordan daha fazla güç elde edilebilmesi için silindirlere daha fazla oksijen beslenmesini sağlamaktır. Motordan alınacak gücü arttırmanın bir yolu, silindirlere bir döngüde yakılan yakıt miktarını arttırmaktır. Bunun için silindirlere daha fazla oksijen (hava) da beslenmesi gereklidir. Ancak içeriye beslenebilecek hava, silindir hacmi ile sınırlanır. Bu problemi aşabilmek için motora alınacak hava, bir kompresör vasıtasıyla önce sıkıştırılırsa, aynı hacimde daha fazla oksijen molekülünün silindirlere beslenmesi mümkün hale gelir. Bu sebeple kullanılan bir turboşarj devresi, girişte olarak dışarıdan emilen atmosferik basınç ve ortam sıcaklığındaki havanın kompresöre taşınmasını sağlayan boru ve hortumlardan oluşan düşük basınç hattı olarak tanımlanır. Hemen sonrasında havanın 1,3 ~ 2,5 bar aralığına sıkıştırıldığı kompresör ünitesi, kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki havanın hava soğutucuya taşındığı yüksek basınçlı sıcak hat ve son olarak havanın soğutulduğu bir soğutucu ve soğutucu çıkışından motora uzanan bir yüksek basınçlı soğuk hattan oluşmaktadır. Bu turbo devresinden beklenen, akışkanın minimum basınç kaybı ile motora taşınmasıdır. Ancak bununla beraber son yıllarda artan konfor gereklilikleri dolayısıyla hava transferinin yol açtığı gürültünün de azaltılması gerekmektedir. Bunun için kompresör öncesinde bulunan emiş kısmında ve kompresör sonrasında bulunan sıkıştırılmış kısımda farklı frekans aralıklarında etkin olan özel susturucular kullanılmaktadır. Rezonatör olarak bilinen bu susturucular, mekanik yapıları, bağlantı şekilleri, etkili oldukları frekans aralıkları, o frekans bandında sağladıkları ses düşümleri ve bunun karşılığında turboşarj devresinde yol açtıkları basınç kayıpları açısından çok çeşitli olabilmektedir.

1.1. Susturucu Tipleri

Susturucular temel olarak aktif ve pasif olmak üzere iki grupta incelenebilir. Aktif susturucular kaynaktaki gürültünün karakterine göre çalışma koşullarını ayarlayan ya da değiştiren susturuculardır. Günümüzde kullanım yerleri sınırlı olmakla birlikte bu

alandaki geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Günlük hayatta ve endüstriyel kullanımda yaygın bir şekilde yer alan susturucular ise pasif tip susturuculardır. Pasif susturucular; gürültüyü azaltma yöntemine göre yutucu tip, reaktif tip ve her iki özelliğin bir arada bulunduğu hibrit tip olarak sınıflandırılabilirler.

Yutucu tip susturucular, içerisinde ses yutumu özellikleri yüksek olan malzeme bulunduran ve akustik enerjinin bu yüzeyler tarafından hapsedilip ısı enerjisine dönüştürüldüğü susturuculardır. Havalandırma kanallarında ve egzoz sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu susturucular özellikle yüksek frekansa sahip seslerin sönümlenmesinde etkilidirler. Diğer susturucu türlerine göre avantajları akış boyunca düşük direnç oluşturması ve yüksek frekans bölgelerinde geniş bant gürültü yutumu sağlamasıdır. Dezavantajları ise; düşük frekans bölgesinde yetersiz oluşları, mekanik ve ısı tahribata, aşındırıcılara karşı duyarlı olmalarıdır. Bir süre sonra performansları malzeme özelliklerinin değişmesine bağlı olarak azalır. Ancak yine de yutucu tip susturucular, yansıtıcı tip susturuculara nazaran akışa karşı direnç göstermemesi ve buna rağmen akustik performansı da iyi yönde etkilemesi nedeniyle çokça tercih edilmektedir. (Çetin, 2011)

Reaktif tip susturucuların temel çalışma prensibi, ses dalgalarının yansımaları veya rezonansa bağlı olarak sönümlenmesi esasına dayanır. Endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan bu susturucular, çalışma prensibine göre rezonatörler ve yansıtıcı susturucular olarak iki başlıkta incelenebilir. Rezonatörler ana iletim hattına bağlanan bir boşluk hacminden (odacıktan) oluşmuştur. Havanın bulunduğu hacim ve boğaz, ses kaynağının frekansına göre ayarlandığında, odacık içinde bulunan ses ilgili frekansta rezonansa girerek ses dalgasını sönümler. Bu nedenle, bu tip rezonatörler düşük frekanslarda dar bantlı gürültünün azaltılmasında kullanılırlar. Rezonatör tip susturucuların diğer türlere göre avantajı, belirli bir frekansa ayarlanabilmeleridir. Bu özellik, düşük frekansa sahip gürültülerin engellenmesinde önemlidir. Ayrıca, bu tip susturucular kirleticilere karşı duyarlı değildir ve ömürleri yüksektir. Dezavantajları ise, dar bant etkinliğe sahip olmalarıdır. Bazı durumlarda bu susturucuların akışa karşı gösterdiği direnç önemli seviyelerde olabilir.

Yansıtıcı tipteki susturucular, gelen ses dalgasının ses kaynağına doğru yansıtılması prensibine göre çalışırlar. Akustik enerji, susturucu içerisinde oluşan yansımalar sonucunda sönümlenir. Bu tip susturucular, yayıcı etkili, yutucu malzemeli

susturucuların çalışmadığı düşük frekanslarda oluşan gürültüyü azaltmak amacıyla tasarlanmaktadır. En basit örnekleri, içi boş basit genişleme odalı susturuculardır. Bu tip susturucuların avantajı, farklı genişleme odaları ve iç modüllerin kullanılması ile birlikte geniş bantta özellikle düşük frekanslar için yüksek ses indirgemesi yapabilmesidir. Bu tip susturucularda en belirgin dezavantaj akışa karşı direnç oluşturmastır ki bu durum, tasarım yöntemlerinde göz önüne alınması gereken bir faktör olarak karşımıza çıkar.

Rezonatörlerin iç yapısına daha ayrıntılı bakıldığında ani kesit değişikliğinden kaynaklanan süreksizlikler yoluyla sesi sönümlerler. Yansıyan dalgalar ile etkileşime girip toplam ses basınç düzeyi azalır. Ses dalgaları rezonatör yapısındaki hacimlerden geçerek odacık hacminde genişleyerek yansımaya uğrar. Orijinal dalga ile yansıyan dalgaın fazları farklı olduğundan birbirleri ile karşılaştıklarında birbirini sönümleme eğilimlerindedir. Bilinmelidir ki rezonatörler ile bütün gürültüyü bitirmek veya sönümlemek imkânsızdır. Bunun nedeni gürültünün çok farklı ve karmaşık frekanstan meydana gelmesidir. Ancak rezonatörler ile sesin en yoğun olarak bulunduğu frekanslarda sönümleme görevini üstlenmeli ve buna göre tasarımı yapılmalıdır. (Temiz, 2012)

Otomotivde kullanılan rezonatör tipleri çalıştıkları frekans bandına göre iki çeşittir. Düşük frekansta çalışanlar genelde turbo-kompresörünün öncesinde kullanılmaktadır ve *Helmholtz-Rezonatörü* olarak adlandırılırlar. Düşük frekansta hava filtresinin oluşturduğu gürültüsünü susturmak için tek bir hacme açılan bir boru şeklinde tasarlanırlar. Bu rezonatörler genelde hava borusuna 90 derecelik bir açı ile yerleştirilmektedir.

Yüksek frekansta çalışan rezonatörler turbo-kompresöründen hemen sonra konumlandırılarak geniş bant gürültünün yayılmaması için tasarlanırlar. Sahip oldukları çoklu oda tasarımlarından dolayı geniş bir frekans bandında sönümleme performansına sahiptirler. Her bir odacık farklı bir frekansta rezonansa girip ses dalgalarını sönümlemektedir. Yüksek frekanslı rezonatörler perforasyon, yarıklı ve genişleme odacıkları gibi farklı tipler içerir.

Susturucu tasarımı temel olarak istenen akustik özelliklerin sağlanmasını amaçlar. Ancak çoğu örnekte sesin azaltılması için kullanılan yapılar, akışa karşı bir direnç oluşturmaktadır. Bu ise, statik basıncın yükselmesine sebep olur. Karşı basınç olarak

adlandırılan bu büyüklük çalışmalarda bir tasarım parametresi olarak karşımıza çıkar. Susturucularda, akustik özellikler hacim ile orantılı olarak yükselirken, karşı basınç çaplarıdaki artışa bağlı olarak azalır. Bu yüzden, susturucu hacmi bir diğer tasarım parametresidir. Genellikle susturucuların hacmi iç tasarımdan önce belirlendiğinden susturucu tasarımı, verilen hacim için optimum özellikleri sağlamayı amaçlar. Tasarım esnasında susturuculardan istenen mukavemet, sıcaklık, korozyona dayanıklılık, maliyet ve kıvrılcım tutucu gibi diğer istekler de hesaba katılmalıdır. Tüm bunlara ek olarak, akışın yarattığı gürültü ve susturucu kabuğundan sızan gürültü mümkün olduğunca küçük olmalıdır. (Temiz, 2012)

Susturucuların akustik etkinliklerinin nicel olarak belirlenmesi için çeşitli tanımlamalar mevcuttur. Akustik özelliklerin belirlenmesinde bunlardan en sık kullanılanlar Ekleme kaybı (IL), Gürültü azalımı (NR) ve İletim kaybı (TL)'dir.

1.2. Literatür Araştırması

Sullivan, yaptığı çalışmalarda, perfore susturucularda çapraz akıştan kaynaklanan perforasyon empedansı için deneysel verilere dayanan bir ifade elde edip, borunun çapına, porozitesine, perfore delik çaplarına, frekansa ve deliklerden geçen akışkanın hızına bağlı olduğunu görmüştür. (Sullivan, 1979)

Rao ve Munjal, perfore susturucular için teğet akıştan kaynaklanan perforasyon empedansını deneysel olarak hesaplayan bir ifade geliştirmişlerdir. İfadenin; perfore boru içinden geçen akışkanın hızına, borunun et kalınlığına, perfore deliklerin çapına, frekans ve poroziteye bağlı olduğunu görmüştür. (Munjal & Rao, 1986)

Munjal (1987), "Acoustics of Ducts and Mufflers" kitabını yayınlayarak, susturucu elemanlarının transfer matrisi yöntemiyle çözümlerini derlemiş ve akustik parametrelerin nasıl elde edildiğini anlatmıştır. (Munjal M. , 1987)

Mechel "Formulas of Acoustics" kitabını yayınlayarak o tarihe kadar susturucular hakkında yayınlanmış tüm çalışmaları bir arada toplayan bir eser yapmıştır. (Mechel, 2008)

Elnady ve diğerleri, perfore boruları, 2-Port elemanlar kullanarak modelleyebileceklerini gösteren bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmanın temelinde, perfore elemanı doğru sonucu alabilecek kadar çok sayıda parçaya bölüp, daha sonra bunlardan bir akustik ağ oluşturmak vardır. Yapılacak bir sonraki şeyse, bu akustik

ağı çözmek olacaktır. Bu yöntem kullanılarak çözülen susturucu ağlarının gerçek durumu ne kadar yansıttığı, deneysel sonuçlar ve sonlu elemanlar yöntemini kullanan program sonuçlarıyla karşılaştırılarak, çalışmanın içinde verilmiştir. (Elnady , Elsaadany,, & Åbom, 2011)

Tez kapsamında, motorlu araçların turbo sistemlerinde ses sönümlmek için kullanılan rezonatörler ile ilgili patentler incelenerek genel literatür araştırması tamamlanmıştır. Araştırma süresince teknik olarak bilinen tüm rezonatör tipleri incelenmiş olmakla birlikte kullanımı daha yaygın olan yansıtıcı tip rezonatörlere daha geniş yer ayrılmıştır. Bu rezonatörler genelde perfore yapılı bir iç boru ile bu boru üzerine geçirilmiş bir dış boru ve bu iki boru arasında rezonans hazneleri içermektedir. İncelenen patentlerin içerdiği konular aşağıdaki başlıklar ile özetlenebilir.

Üretim Teknikleri:

- İç boru yapısı
- Dış boru yapısı
- İki borunun bağlantısı
- İç boru perforasyon boyutu/şekli/konumu/sayısı
- Rezonans haznelerinin boyutu/şekli/konumu/sayısı
- Rezonans hazneleri üretim teknikleri

Bu patentlerin detayları bu tez kapsamında paylaşılmamaktadır. Fakat tez kapsamında yapılan rezonatör tasarımının hiçbir patente aykırı olmaması için dikkat edilmiştir.

1.3. Tezin Amacı

Bu tez kapsamında turbo devresinde kullanılabilecek bir rezonatörün akustik performansına etki eden parametrelerin incelenmiştir. Hedeflenen bir frekans bandı için istenen akustik performansı sağlayacak, öte yandan devrede minimum basınç kaybı yaratacak özelliklerde bir rezonatörün geliştirilmesi ve bu rezonatörü içeren, akustik ve akış performansı iyileştirilmiş bir turboşarj devresinin ortaya çıkarılması hedeflenmiştir.

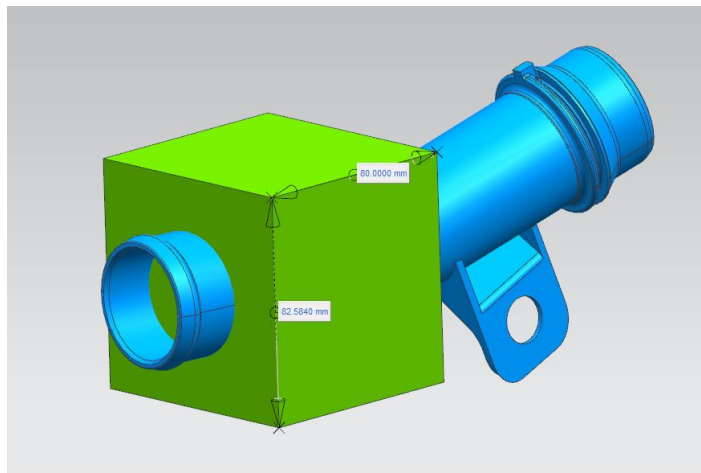
Tezin amacı bilgisayar ortamında yapılan akustik analizler sonucunda ortaya çıkan bir rezonatör tasarımın, prototip ürünün üzerinde yapılan deneysel akustik testler ile performansının ölçülerek analizlerin doğrulanmasıdır.

Tasarım süreçleri iteratif şekilde, birçok nümerik analiz tekniği bir arada kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Öncelikle hacimsel olarak uygun bir rezonatörün mekanik konstrüksiyonu belirlenmiştir. Mekanik tasarım fazında rezonatörün seri üretim için güvenli, otomasyona uygun, risksiz ve düşük maliyetle üretilebilir bir yapıya sahip olması, kaput altındaki yüksek sıcaklıklara, titreşime dayanacak şekilde yüksek mukavemette olması gerekmektedir. CAD programı yardımıyla üç boyutlu olarak modellenen rezonatör, sonlu elemanlar programlarıyla sayısal ağ yapısı oluşturulup mekanik akustik ve akış performansı analizleri yapılmıştır. Akustik deneysel testler yardımıyla rezonatör performansı ölçülüp analizler doğrulanmıştır.

1.4. Uygun Konsept Seçimi ve CAD Datasının Oluşturulması

Geniş bant aralığında yüksek sönüm performansı sergileyecek ve aynı anda üretilebilir olan bir rezonatör konsepti araştırılmıştır. FIAT tarafından gönderilen şartname içerisinde rezonatörün sağlaması gereken performans aralığı 1750 Hz - 3000 Hz olarak belirtilmiştir. Ayrıca rezonatörün oluşturacağı basınç kaybı değerinin 1 kPa'ı geçmemesi gerekmektedir. Aksi halde motor performansında düşüş yaşanacağı belirtilmiştir.

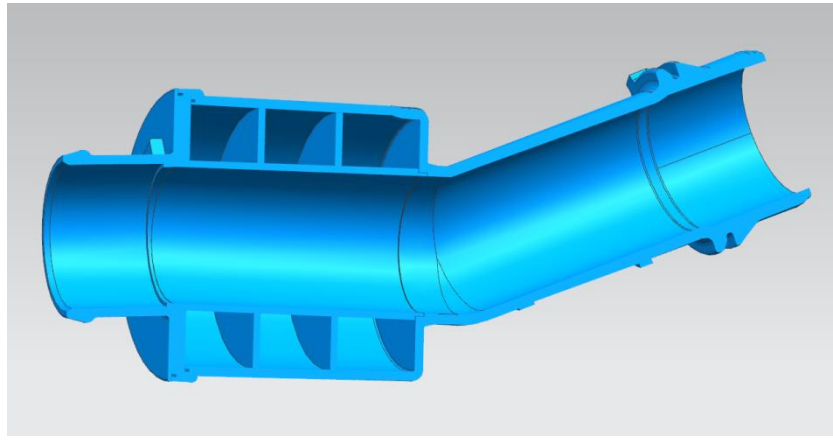
Önceki bölümde anlatılan rezonatör tiplerinden en uygun olan çoklu odacıklara sahip reaktif yüksek frekans rezonatör konseptine karar verilmiştir.



Şekil 1.1 : Rezonatör için ayrılan hacim yeşil kutu ile gösterilmiştir.

Rezonatörün bilgisayar ortamında oluşturulabilmesi için öncelikle izin verilen maksimum hacmin belirlenmiştir. FIAT tarafından paylaşılan çevre datada rezonatör için ayrılmış hacim yer almaktadır. Rezonatörün sahip olabileceği maksimum hacim **Şekil 1.1**'de gösterilmiştir. Akustik performansını olabildiğine yükseltmek için odacıkların olabildiğince çok hacme sahip olması gerekmektedir.

Patent ihlaline karşı önlem alınarak korunmuş olan tasarım ayrıntıları dikkate alınmış, buna göre bir taslak tasarım oluşturulmuştur. **Şekil 1.2**'de ilk taslak konsept tasarımı gösterilmiştir. Rezonatörün odacıkları ile bağlantı yapısı yapılacak olan analizler sonrasında değiştirilerek en uygun hale getirilecektir.

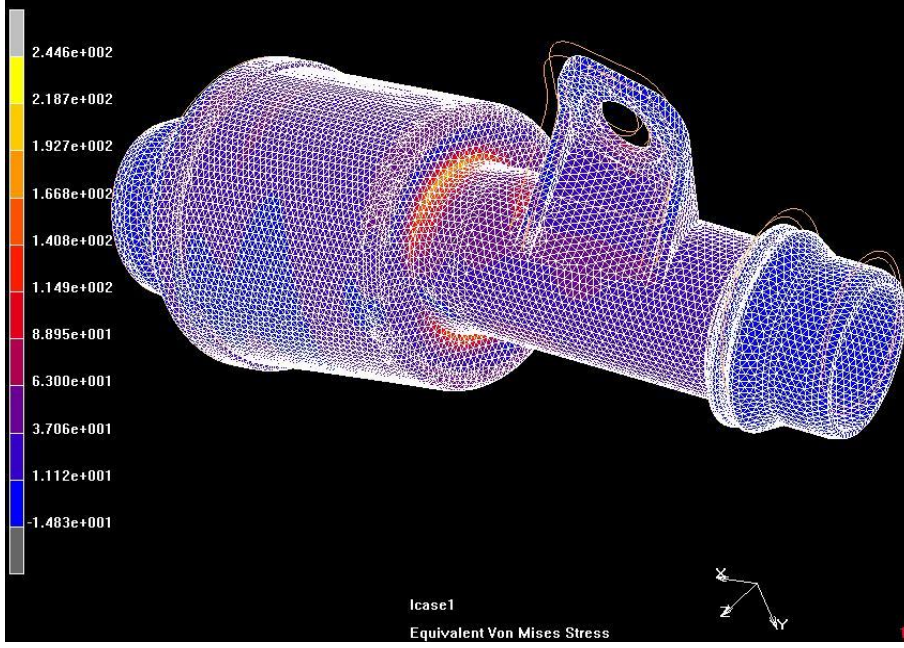


Şekil 1.2 : İlk taslak konsept çalışması.

1.5. Mekanik Tasarım

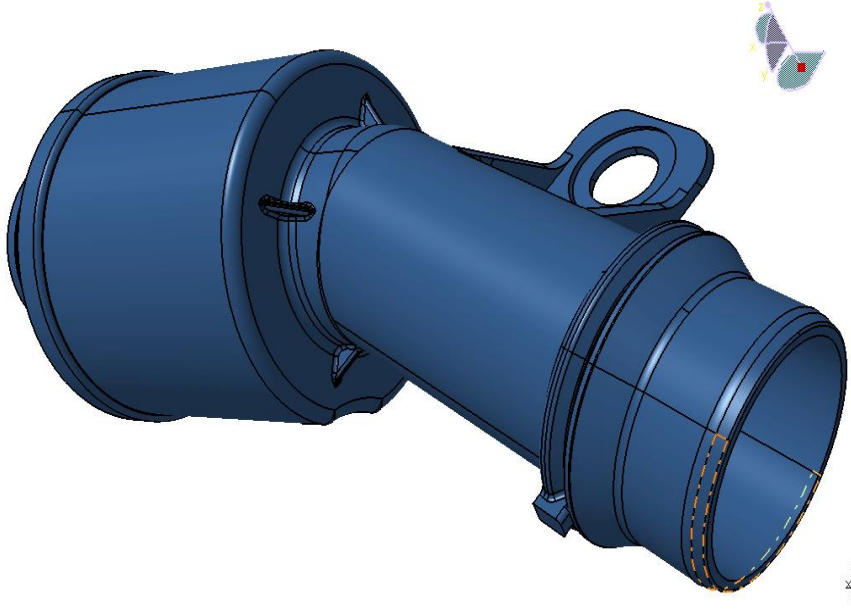
Rezonatör çalışma ömrü boyunca maruz kalacağı yüklere karşı dayanıklı olmalıdır. FIAT tarafından gönderilen şartnamede yer alan mekanik özellikler sağlanacak şekilde mekanik tasarım süreci gerçekleştirilmiştir.

Analiz için gerekli sınır koşulları şartnamede verilen motor titreşimleri temel alınarak tanımlanmıştır. Tanımlanan maksimum yüklemelere göre parça üzerinde oluşan gerilmenin malzemenin akma gerilmesi olan 190 MPa'ı geçmemesi gerekmektedir. İlk taslak tasarım üzerinde yapılan mukavemet analizi sonucu **Şekil 1.3**'de verilmiş olup parçada biriken gerilmelerin çok yüksek olduğu görülmektedir. Keskin kenarlarda 244 MPa'a varan gerilme değerleri gerçek şartlarda parçanın kopmasıyla sonuçlanacaktır.



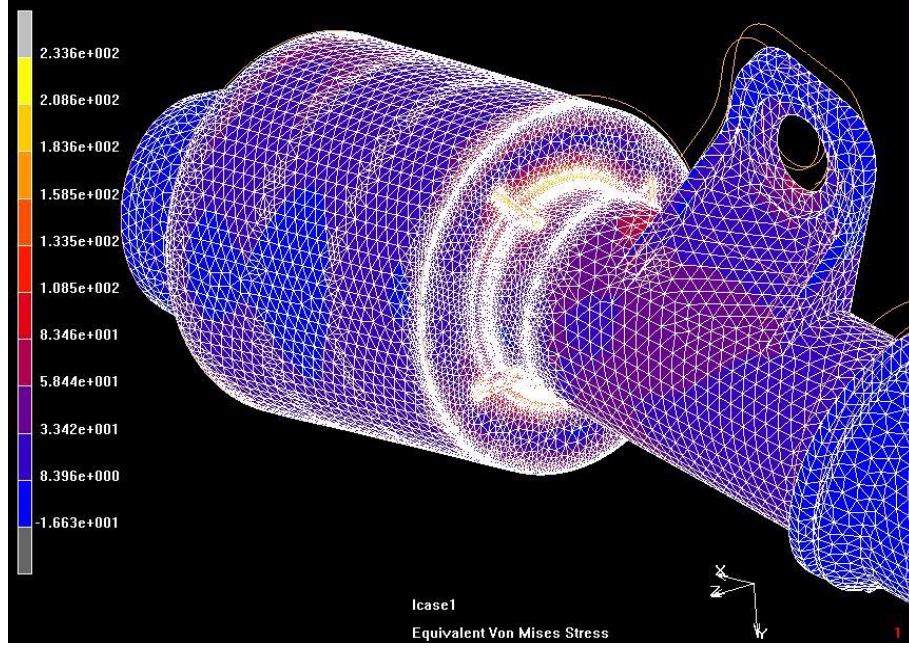
Şekil 1.3 : İlk tasarım yapısal analiz sonucu.

Tasarımın sorunlu bölgelerine feder atılarak gerilme birikmesinin önüne geçilmeye çalışılmıştır. Ayrıca 1 mm'lik Radius atılarak keskin köşeler yuvarlatılmıştır. Bu şekilde stres birikmesinin önüne geçilmeye çalışılmıştır.



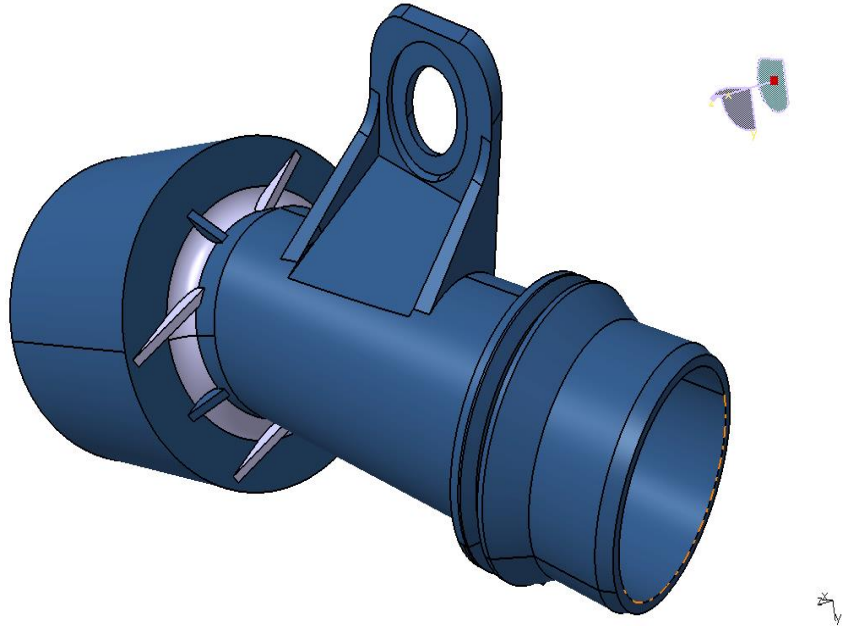
Şekil 1.4 : Feder ve Radius atılan mekanik tasarım.

İkinci tasarım üzerinde yapılan yapısal analiz sonucu **Şekil 1.5**'de verilmiştir. Buna göre hala yüksek değerlerin olması yapılan iyileştirmenin yeterli olmadığını göstermiştir. Maksimum gerilme değeri 233 MPa olarak görülmektedir.



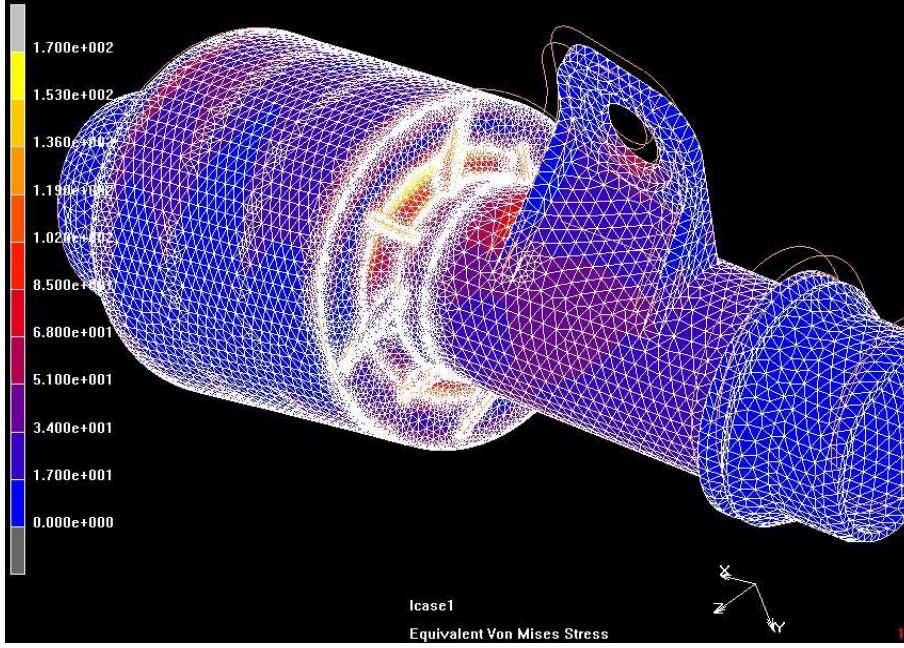
Şekil 1.5 : İkinci tasarımın mekanik analiz sonucu.

Tasarımdaki feder sayısı bir kez daha arttırılarak Radius çapı 5 mm'ye arttırılıp tekrar bir analiz yapılmıştır.



Şekil 1.6 : Feder sayısı ve Radius genişliği arttırılmış üçüncü tasarım.

Analiz sonucu **Şekil 1.7**'de verilmiş olup maksimum gerilme 170 MPa olarak hesaplanmıştır. Parçada biriken gerilmelerin değerleri güvenli bölgede olup herhangi bir kopma riski bulunmamaktadır.



Şekil 1.7 : Üçüncü tasarımın mekanik analiz sonucu.

Rezonatör parçasının oluşturulmuş konsept tasarımına göre 3 odacığa sahip yarıklı bir borudan oluşturulmuştur. Parçanın üretimine karşılaşılabilecek en önemli sorunlar çoklu maça çalıştırmak ve kaynak prosesinde meydana gelmesi öngörülmüştür.

Rezonatör gerek patentler nedeniyle, gerekse üretilebilirlik açısından iki parçadan oluşturulacaktır. Bu iki parça rotasyon kaynak ile birleştirilip sızdırmazlık testine tabi tutulacaktır.

Plastik enjeksiyon yöntemiyle üretilecek iki parça rotasyonda oluşacak sorunlar akustik performansı olumsuz yönde etkileyecektir. Aynı zamanda rotasyon kaynak prosesinde oluşabilecek olan çapaklar akışkan hacmini işgal edeceğinden dolayı hem akış hem de akustik performansı olumsuz etkileyecektir.

2. TEORİK ESASLAR

Akışkanlar Mekaniği ve Akustik denklemlerin nasıl türetildiği konusu üzerinde durulması bu tez konusu dahilinde olmadığı için denklemler kısaca özetlenmiştir. Rezonatörün akustik davranışını incelerken tek boyutlu düzlem dalga modeli kullanmak tasarım adımlarını hızlandırmaktadır. Tasarımın eksenel simetrik olması düzlem dalga modelinin kullanımı açısından uygun bir altyapı oluşturmaktadır. Bu bölümde öncelikle akışkan mekaniğinin en önemli denklemlerine yer verilecektir.

2.1. Akışkan Denklemler

Süreklilik Denklemi:

$$m = \rho_a V_a A_a = \rho_b V_b A_b \quad (2.1)$$

Momentum denklemi:

$$P_a A_a + m_a V_a + \int_{A_a}^{A_b} P dA = P_b A_b + m_b V_b \quad (2.2)$$

Enerji Denklemi:

$$h_a + \frac{V_a^2}{2} = h_b + \frac{V_b^2}{2} \quad (2.3)$$

İdeal gaz Denklemi:

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad (2.4)$$

Mach sayısı (M) sıkıştırılabilir, akışlar için çok önemli boyutsuz bir parametredir. Mach sayısı akış hızının ses ortamdaki ses hızına oranı ile elde edilir. Analiz kabullerimiz için Mach sayısının belirli bir oranı aşmaması önemli bir noktadır.

$$M = \frac{\text{ortamdaki akışın hızı}}{\text{ortamdaki sesin hızı}} = \frac{V}{C} \quad (2.5)$$

Ortamdaki ses hızı havanın sıcaklığı ve koşulları ile orantılıdır:

$$C = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.6)$$

2.2. Akustik Denklemler

Bu bölümde bir boyutlu dalga denklemi hakkında bilgi verilmiştir.

Düz bir boru içerisinde akışkan hareketlerine ait büyüklüklerin belirlenmesi amacıyla aşağıda bir boyutlu dalga denklemleri gösterilmiştir. Bu denklemlerde düzgün dağılmış bir ortalama akış kabulü yapılmış olup, ayrıca akışkana ait viskotermal özellikler ihmal edilmiştir. Düzlem boyunca basınç ve hız büyüklüklerinin sabit olduğu varsayımı ile yüksek modların hesaba katılmadığı bu yaklaşım ilgilenilen frekans aralığı için yeterli doğruluğa sahiptir.

Bir akışkan kütesinin z- eksen yönündeki bir boyutlu hareketi o kütleye at lineerleştirilmiş süreklilik denklemi (2.7) ve lineerleştirilmiş momentum denklemleri kullanılarak elde edilebilir (2.8) .

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial z} + \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial z} \right) \rho = 0 \quad (2.7)$$

$$\rho_0 \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial z} \right) u + \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (2.8)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan z ve t sırası ile, konum ve zaman değişkenlerini, ρ_0 ve U parçacığın ortalama yoğunluğunu ve hızını, u , ρ ve p ise sırası ile parçacığın hızı yoğunluk ve basınç bileşenlerini ifade etmektedir. Akışkan hareketi boyunca izentropik olduğu, ayrıca basınç ve hız değişimlerinin ortalamalarına göre küçük olduğu kabulleraltında enerji denklemi (2.9)

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = c_0^2 \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial p}{\partial \rho} \quad \frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial p}{\partial z}$$

Bu denklemlerde c_0 ses hızını ifade etmektedir. Enerji denklemleri, süreklilik denklemi (2.7) ve momentum denklemlerinde (2.8) yerine yerleştirilerek ∂u terimleri yok edilip düzenlenirse, (2.10) denkleminde ulaşılır.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + 2U \frac{\partial^2 p}{\partial z \partial t} (U^2 - c_0^2) \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (2.10)$$

İkinci dereceden bir diferansiyel denklem olan (2.10) eşitliği sabit bir ortalama akış halinde düzlem dalga denklemini ifade etmektedir. Akışın mevcut olmadığı özel hal için denklem (2.11) formuna indirgenir.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) p = 0 \quad (2.11)$$

Elde edilen dalga denklemlerinde zaman bağımlılık $e^{+j\omega t}$ formunda ifade edilirse (2.12) formuna indirgenir.

$$p(z, t) = [C_1 e^{-j\omega z / (1+M)} + C_2 e^{j\omega z / (1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.12)$$

Elde edilen $p(z, t)$ değeri denklem (2.7) ve (2.9)'de yerlerine yazılırsa, hız bileşenine ait ifade de bulunmuş olur.

$$u(z, t) = [C_3 e^{-jkz / (1+M)} + C_4 e^{jkz / (1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.13)$$

Denklem (2.12) ve denklem (2.13)'de yer alan k dalga sayısı ya da yayılma sabiti olarak, M ise “*Mach Sayısı*” olarak adlandırılmaktadır ve (2.14) ve denklem (2.15)'de tanımlanmaktadır.

$$k = \omega / c_0 = 2\pi / \lambda \quad (2.14)$$

$$M = U / c_0 \quad (2.15)$$

Bu eşitliklerde λ dalga boyu, ω ise dalganın zaman bağımlılığını ifade eden açısal hız sembolleridir. (2.12) ve (2.13) denklemleri, denklem (2.8) de yerlerine yazılırsa,

$$C_3 = \frac{C_1}{\rho_0 c_0}, \quad C_4 = \frac{-C_2}{\rho_0 c_0} \quad (2.16)$$

elde edilir. Karakteristik empedans olarak tanımlanan Z_0 kullanılarak,

$$Z_0 = \rho_0 c_0 \quad (2.17)$$

(2.13) denklemi aşağıdaki halini alır.

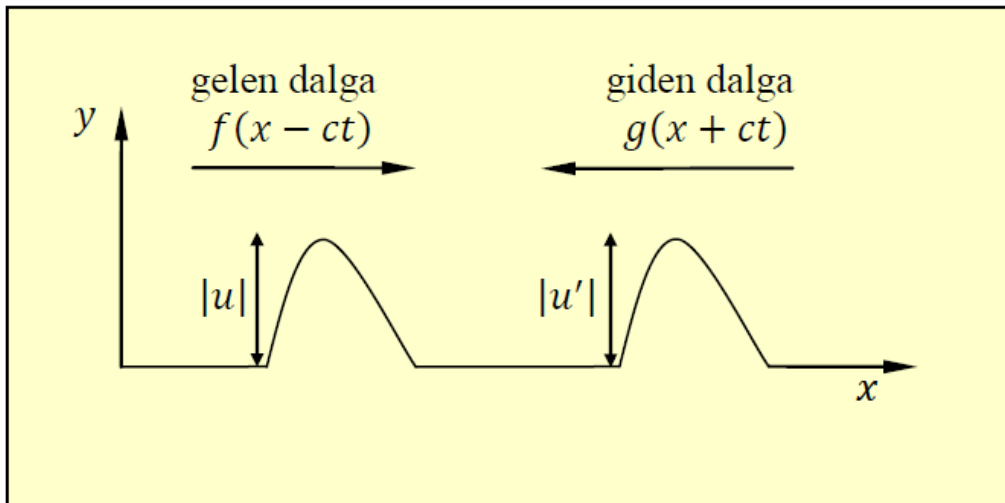
$$u(z, t) = \frac{1}{Z_0} [C_1 e^{-jkz/(1+M)} - C_2 e^{jkz/(1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.18)$$

Süreklilik ve dinamik denge denklemleri kullanılarak, düzlem dalganın hareketini belirleyen basınç (2.18) ve (2.12) ifadelerine ulaşılmıştır.

Seçilen doğrultu boyunca hareket eden düzlem dalganın harmonik karakteri, bı dalganın birbirinden bağımsız, giden dalga ve gelen dalga olarak incelenmesini mümkün kılar. Bu yaklaşım özellikle deneysel çalışmalarda fayda sağlamaktadır. (2.11) denklemi kullanılarak, bu sonuç elde edilebilir. Denklem ayıştırılırsa:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t} + c_0 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial t} - c_0 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (2.19)$$

(2.19) denlemlerinde ilk çarpan çözümü giden dalga ifadesini ikinci çarpan ise gelen dalganın ifadesini vermektedir (SAF, 2010).



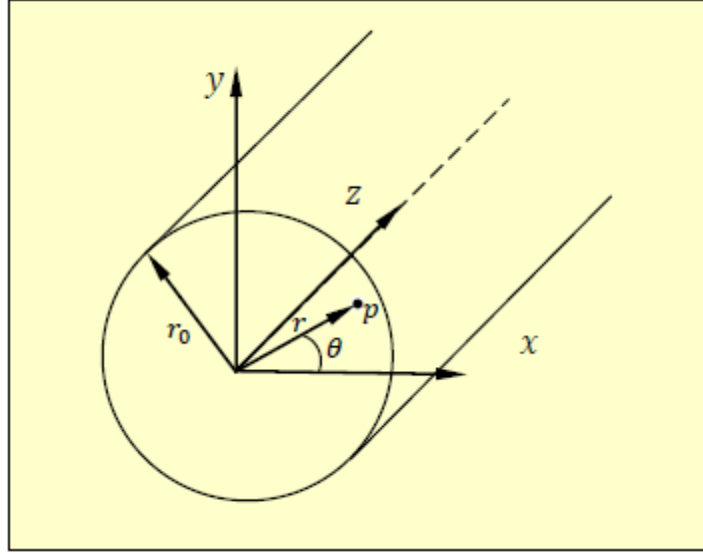
Şekil 2.1 : Gelen ve giden dalga tanımları.

3 boyutlu bir problem incelendiğinde Şekil 2.2'deki dairesel kesitli bir kanal içinde dalga yayılımını incelersek 3 boyutlu dalga denkleminde yararlanılabilir. Elemanın

bulunduğu çap , elemanın eksenine ile yaptığı açı , kanal doğrultusundaki eksen olmak üzere, akustik basınç dalgası denklemi (2.20)'de verildiği gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \nabla^2 p = 0, \quad \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.20)$$

Genel çözüm olarak da (2.21) denklemi verilmiştir.



Şekil 2.2 : Dairesel kesitli kanalda akustik yayılım.

$$p(r, \theta, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} J_m(k_{r,m,n}) e^{jm\theta} e^{j\omega t} \times (C_{1,m,n} e^{-jk_{z,m,n}z} + C_{2,m,n} e^{jk_{z,m,n}z}) \quad (2.21)$$

Düzlem dalgası yukarıdaki denklemde $k_{z,m,n}$ dalgası sayısının gerçekte sayı olduğunda oluşmaktadır. Düzlem dalgası ifadesi için (2.22) ifadesi sağlanmalıdır.

$$k_{z,m,n} = \sqrt{k_0^2 - k_{r,m,n}^2} \quad (2.22)$$

Bu ifade ses iletim kaybı ölçümü için üst ölçüm frekansını kısıtlayan değeri belirlemektedir. (2.20) denkleminde görüldüğü gibi çap küçüldükçe daha yüksek frekanslara kadar düzlem dalgası yayılımı oluşabilmektedir. (Erdal, 2012)

Perforasyon empedansı, yarık geometrisi boyunca olan basınç farkı ve partikül hızı arasındaki ilişkiyi tanımlar. Bu değer, yarığın içerisinden geçen akışa karşı gösterdiği direnç ve yarık aksine dik olan akışın yarattığı akustik uyum ya da kağıtansının bir toplamıdır. Bu direnç ve kapasitansın etkisi, akışın karakteristiğine göre değişmekte ve kimi hallerde direnç etkisi, kimi hallerde ise kapasitif etki baskın olmaktadır (SAF, 2010).

Yapılan deneysel incelemelerde perforasyon emedansının porositeye (σ), delik çapına (d_h), yarıklı borunun kalınlığına (t), akış hızına ve akış biçimine bağlı olduğu görülmüştür. Ayrıca yarık empedansı (ζ) değerleri her frekans yani dalga boyu için değişmektedir.

Sullivan tarafından, akışın olduğu ve olmadığı durumlar için perforasyon empedansı ifadeleri elde edilmiştir (Sullivan, 1979). Bu ampirik ifadeler sırası ile akışsız ve akışlı hal için (2.23) ve (2.24) numaralı eşitliklerde verilmiştir.

$$\zeta = [0,006 + jk(t + 0,75 d_h)] / \sigma \quad (2.23)$$

Akışın yarıkların içerisinden geçtiği ve çapraz akış olarak tanımlanan hal için (2.30) eşitliği mevcuttur.

$$\zeta = \left[0,15 \frac{d_1 M}{l \sigma} + j0,95k(t + 0,75 d_h) \right] / \sigma \quad (2.24)$$

2.3. Akustik Performans Parametreleri

İletim Kaybı (Transmission Loss) TL olarak gösterilmekte olup, rezonatör girişinde ve çıkışındaki ses gücü düzeylerinin farkıdır.

Ses iletim kaybı susturucunun giriş tarafındaki gelen dalganın ses basınç düzeyi L_{pn} çıkış tarafındaki gelen dalganın ses basınç düzeyi L_{pm} farkı olarak tanımlanır. Ses iletim kaybı ses kaynağından bağımsızdır ve susturucunun çıkış kısmında anekoik bitiş olduğunu kabul eder. (Çetin, 2011)

$$TL = L_{pn} - L_{pm} [dB] \quad (2.25)$$

3. SAYISAL ÇALIŞMALAR

3.1. Akustik Analiz

İletim kaybı akustik performans değerlendirilmesinde önemli bir parametredir. Bu bakımdan akustik analizlerde odak noktası iletim kaybı olmuştur. Rezonatörün mekanik analizleri sonucu ortaya çıkan tasarımın sonlu elemanlar programında “akustik mesh” ile ağ yapısı oluşturularak çözüme hazır hale getirilmiştir.

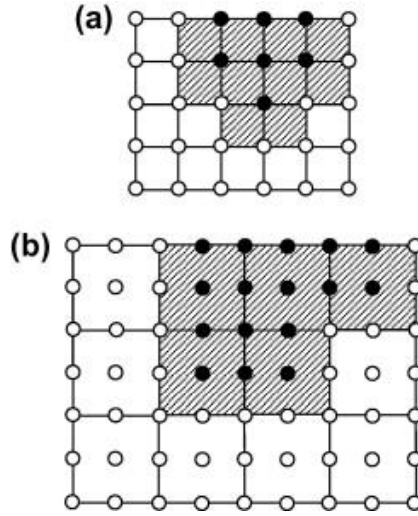
Bu tez kapsamındaki tüm akustik analizler ACTRAN yazılımı ile yapılmıştır. Akustik analizler yapılırken akustik dalgaların giriş ve çıkıştaki özelliklerini korumaları için özel sınır koşulları kullanılmaktadır. Bu koşullar doğru sonuca ulaşmak bakımından önemlidir. Modelde kullanılmayan bu sınır koşulları ses dalgalarının giriş ve çıkışta geri yansıyarak akustik enerjiyi içerisinde tutması sonucu yanlış sonuçlara neden olmaktadır.

İletim kaybı analizleri için rezonatörün girişine referans olarak 1 Watt’lık bir koşul verilmiştir. Rezonatörün akustik enerjiyi sönümleme performansı geometrisine bağlı olup enerji seviyelerine göre lineer bir karaktere sahiptir. Bu yüzden enerji girişi için sabit bir değer seçmek mümkündür. Giriş ve çıkış arasında bu değer düşüşü sistemin iletim kaybını temsil etmektedir.

3.1.1. Sayısal ağ çalışması

Rezonatörün akustik analizinin yapılabilmesi için öncelikle parçanın içinden geçecek olan akışkan hacmi oluşturulmuştur. Hacim oluşturulduktan sonra sonlu eleman yöntemi için uygun bir sayısal ağ çalışması yapılmıştır. Sayısal ağ oluşturulurken dikkat edilmesi gereken önemli noktalardan birisi mesh tipinin "Quadratic veya linear" olmasıdır. Yüksek bir çözünürlüğe sahip quadratic elemanların çözümünün daha uzun olmasına karşın daha doğru sonuçlar vermektedir. Linear elemanlar daha hızlı sonuç ve ayrıntı gerektirmeyen problemler için kullanılmaktadır. (ACTRAN, 2013)

'de eleman tipleri arasındaki “Node” sayısındaki farklılıklar gösterilmektedir. Daha fazla noktada çözüm yapılan quadratic eleman bu node sayısından dolayı daha doğru sonu vermektedir.



Şekil 3.1 : a) Linear b) Quadratic eleman tipi.

Diğer yandan "Tetra" veya "Hexa" tipli elemanlar geometrik şekillerine göre değişiklik gösterirler. Üçgen ve dörtgen prizma elemanlar farklı analiz uygulamalarında farklı sonuçlar verirler. Bunun nedeni sayıları ve incelenecek fiziksel etkileşimi nasıl örnekledikleri ile ilintilidir.

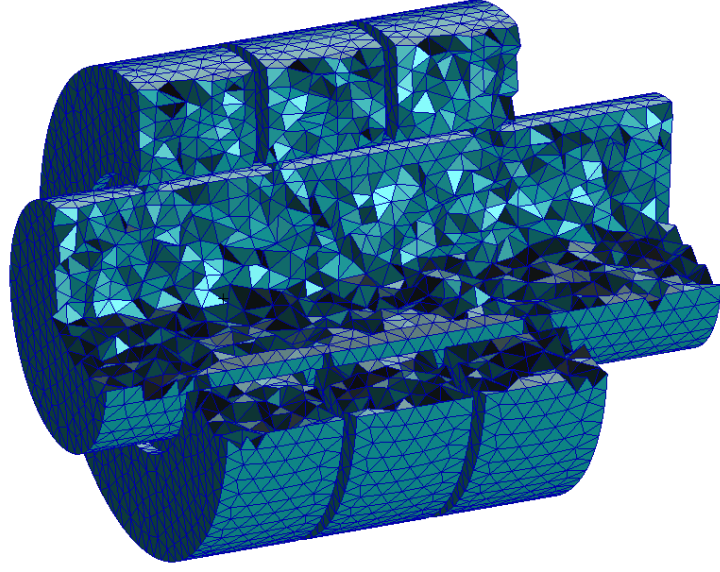
Örnek olarak hava akışı probleminde akış hızına paralel bir altıgen eleman kullanmak, üçgen prizmalara göre daha az eleman ile daha iyi sonuç vermektedir. Akustik analizlerde ise en önemli mesh kriteri bir dalga boyunun kaç eleman ile ifade edildiğidir.

c Ses hızı, λ dalga boyu ve f frekans olmak üzere mesh eleman boyutu ve çözülebilecek frekans aralığı için aşağıdaki formüller kullanılmaktadır.

$$f_{max} = \frac{c}{\lambda_{min}} \quad (3.1)$$

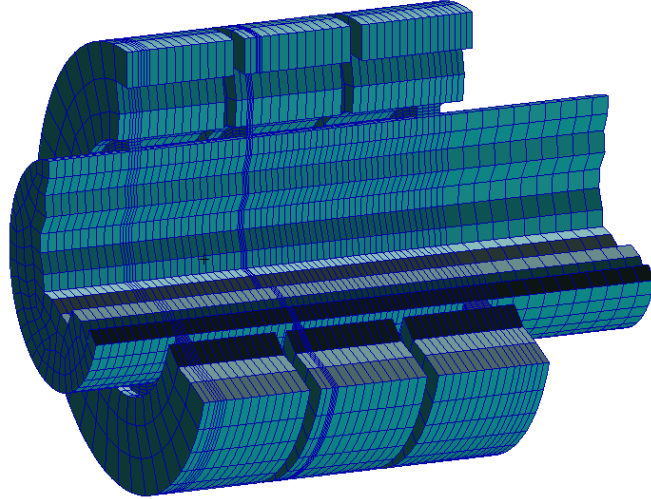
$$L_{max} = \frac{\lambda_{min}}{4} \quad (3.2)$$

Buna göre her bir dalga boyu için 4 tane "Quadratic mesh elemanı" kullanılmalıdır. Sonuç olarak belirli bir frekans değeri için eleman boyutunda kısıtlar ortaya çıkmaktadır. Yüksek frekanslara çıktıkça mesh eleman sayısının büyümesi frekansa göre mesh çalışmasının önemini göstermektedir. Bunun için Tasarım_1 geometrisi her iki türden sayış say ağı oluşturulup sonuçlar karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.2 : Tasarım_1 Tetra eleman mesh kesiti.

Karşılaştırmadan önce kullanılan sınır koşullarından bahsedilecektir. **Şekil 3.3'**de gösterilen modelde parçanın giriş ve çıkış kısımlarında özel sınır koşulları tanımlanmıştır. Giriş yüzeyinden bir düzlem dalga gönderilmek üzere "Plane Mode Extraction" sınır koşulu seçilerek giriş enerjisini 1 Watt olarak seçilmiştir. Aynı zamanda yansısız bir yüzey tanımlanarak yüzeylerden sonsuza doğru iletilen bir sınır şartı sağlanır. Bu şekilde giriş ve çıkışı geçen dalgalar yansımadan hacmi terk edip susturma performansı etkilenmeyecektir.



Şekil 3.3 : Tasarım_1 Hexa eleman sayısal ağ kesiti.

3.1.2. Sınır koşulları ve yapılan kabuller

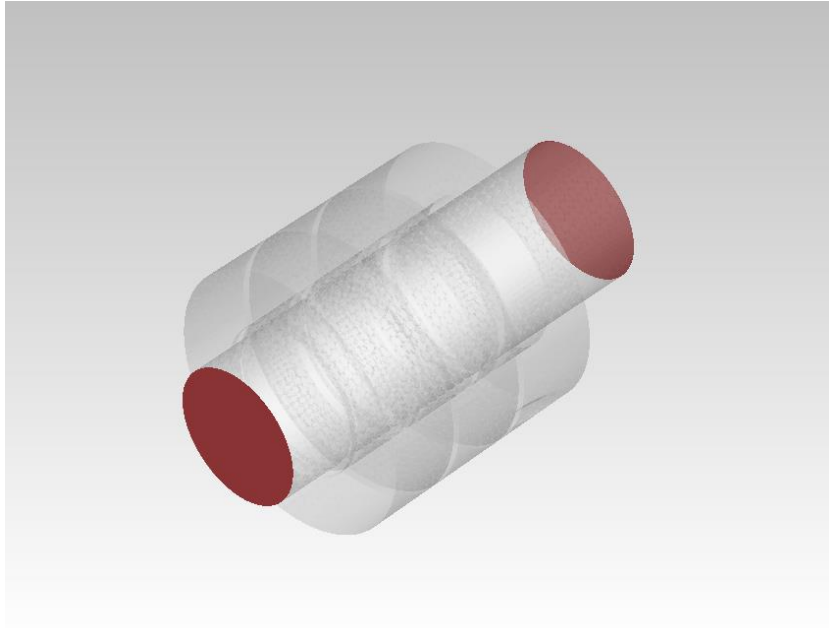
Şekil 3.4'de gösterilen modelde parçanın giriş ve çıkış kısımlarında özel sınır koşulları tanımlanmıştır. Giriş yüzeyinden bir düzlem dalga gönderilmek üzere "Plane Mode Extraction" sınır koşulu seçilerek giriş enerjisini 1 Watt olarak seçilmiştir. Aynı zamanda yansısız bir yüzey tanımlanarak yüzeylerden sonsuza doğru iletilen bir sınır şartı sağlanır. Bu şekilde giriş ve çıkışı geçen dalgalar yansımadan hacmi terk edip susturma performansı etkilenmeyecektir.

Yapılan ilk tasarımın akustik analizi şartları FIAT şartnamelerinden alınarak aşağıdaki gibi özetlenmiştir:

- 90 °C sıcaklıkta
- 0.135 kg/s debi ile
- 144 kPa basınç altındaki hava için analiz oluşturulmuştur.

Bu şartlar için havanın yoğunluğu, dinamik viskozitesi ve ses hızı terimleri hesaplanarak analizde kullanılmıştır.

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (3.3)$$



Şekil 3.4 : Tasarım_1 için giriş ve çıkış koşulları.

Havanın yoğunluğu yukarıda verilen şartlar için **1,3817 kg/m³**, dinamik viskozitesi ise **2,1658 e⁻⁵ kg/ms** olarak hesaplanmıştır. Ses hızı bu değerler için **381,5 m/s** değerini vermektedir.

Analizi için yapılan kabuller aşağıdaki gibi sıralanabilir:

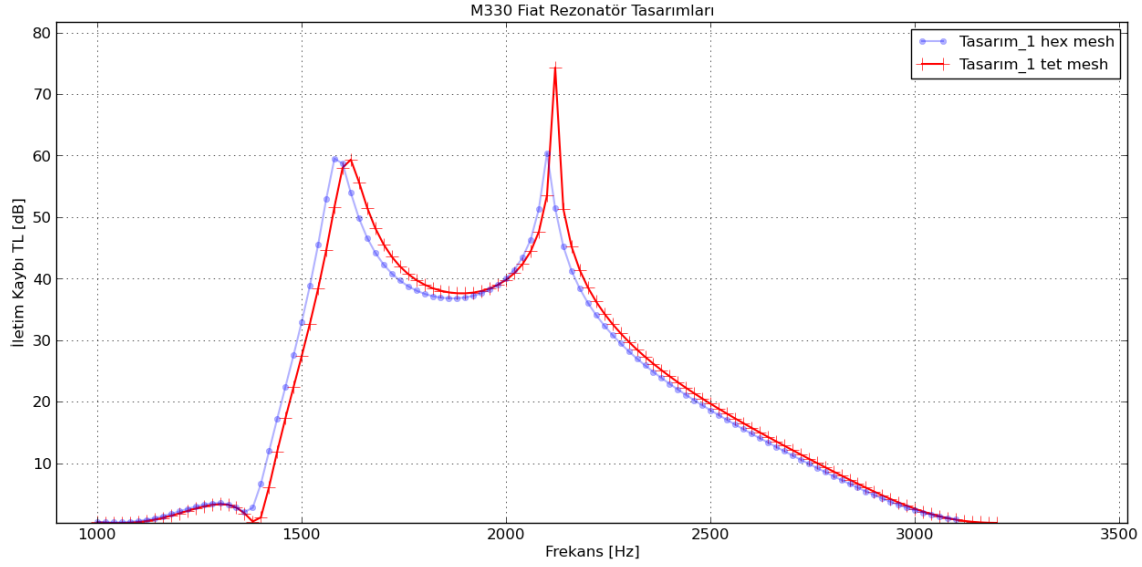
- Akışta herhangi bir ısı kaynağı bulunmuyor
- Akışın içinde herhangi bir ısı iletimi yok (adyabatik)
- Yer çekimi ihmal edilmiştir
- Akış elemanları termodinamik denge içerisinde.

ACTRAN çözüm yaparken “ Direct Frequeency Responce” isimli bir çözüm metodu kullanmaktadır. Genel olarak akustik ortamın maruz kaldığı yükler altındaki frekans cevabı hesaplanmaktadır. Çözüm olarak ise akustik modlar hesaplanmaktadır. Buna göre ortamın ses basıncı dağılımı elde edilmiş olup rezonatör çıkışındaki TL performansı hesaplanmaktadır.

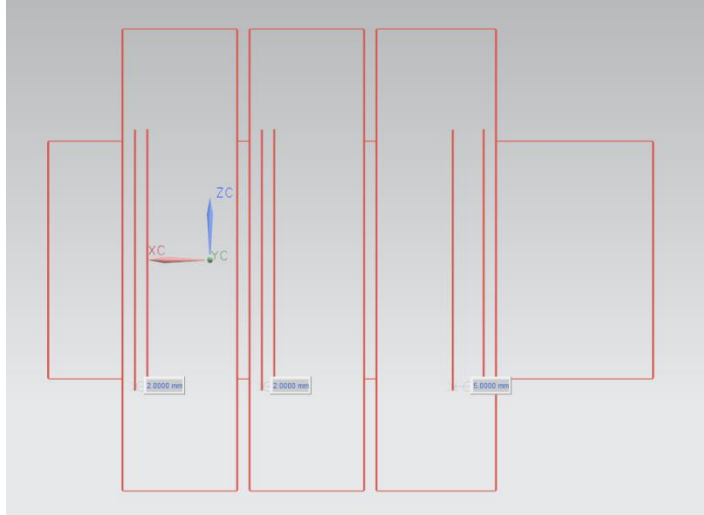
3.1.3. Analiz sonuçları

Oluşturulan sayısal akustik modelde bütün veriler tanımlandıktan sonra sonuçlar logaritmik bir operatör olan dB cinsinden çizilmiştir. İki farklı mesh tipinin karşılaştırıldığı **Şekil 3.5**'de bu problem için sonuçlar arasında çok büyük bir farkın olmadığı görülmektedir. Sayısal ağların oluşturulması bakımından en büyük farklılık oluşturulma süreleridir. Buna göre Tetra mesh diğerine göre çok daha hızlı olduğundan diğer tüm analizler zaman kazancı amacıyla tercih edilmiştir.

Yapılan analize göre istenen 20 dB'lik iletim kaybı 1500 - 2495 Hz arasında sağlamaktadır. Grafikte görüldüğü üzere 2 tane pik değeri bulunmaktadır. Aslında öngörülen grafik 3 tane pikin olması yönündeydi. Bunun sebebi araştırıldığında iki tane odacığın rezonansa girdiği frekansların üst üste binerek ilkinden daha yüksek bir pik değerine ulaştığı görülmektedir. Geometri incelendiğinde her odacık ile hava geçişini sağlayan yarıklardan iki tanesi birbiri ile aynı genişliğe sahip olduğu **Şekil 3.6**'de görülmektedir.



Şekil 3.5 : Tasarım_1 iletim kaybı grafiği.



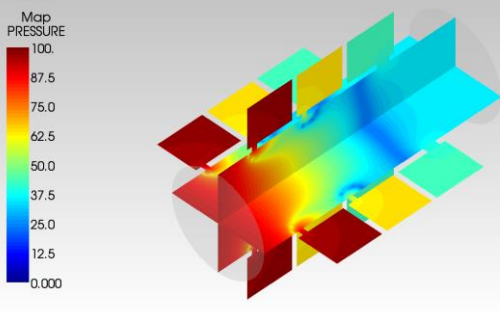
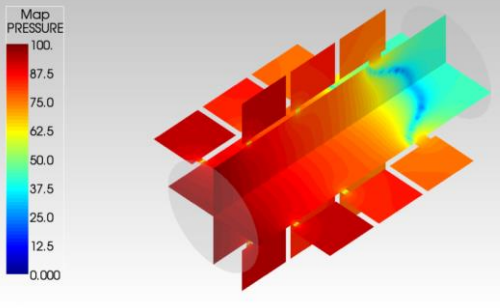
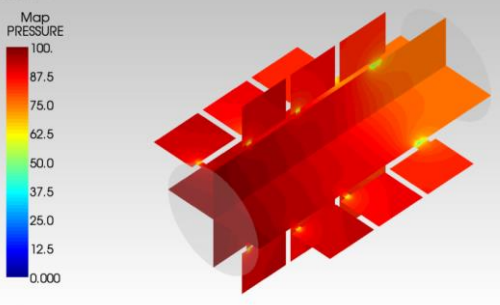
Şekil 3.6 : Tasarım_1 akustik odacık besleme yarıkları şeması.

Yapılan ilk analiz sonrasında geometrinin içerisinde oluşan ses basıncı dağılımını daha iyi anlayabilmek için ses gücü değerlerini iki kesitte göstererek grafikte görülen pik değerlerine karşılık gelen dağılım şemaları gösterilmiştir.

Yapılan bu ilk akustik analize göre rezonatör performansının istenen düzeyde ve aralıkta olmadığı görülmektedir. Buna göre odacık ile boru arasındaki hava alışverişini sağlayan yarıkların genişliğinin değiştirilmesi gerekmektedir. Bunun için ilk adım rezonans frekansını daha yüksek bir frekansa almak için daha kalın yarıklar oluşturarak iki pik değeri arasındaki uzaklığı olabildiğince ayırmak olacaktır. Bu adım atılırken de her odacığın farklı bir yarık genişliğine sahip olması gerektiği

vurgulanmalıdır. Böylece 3 tane pik değer oluşturulup grafiğin altında kalan alan olabildiğince büyütülecektir.

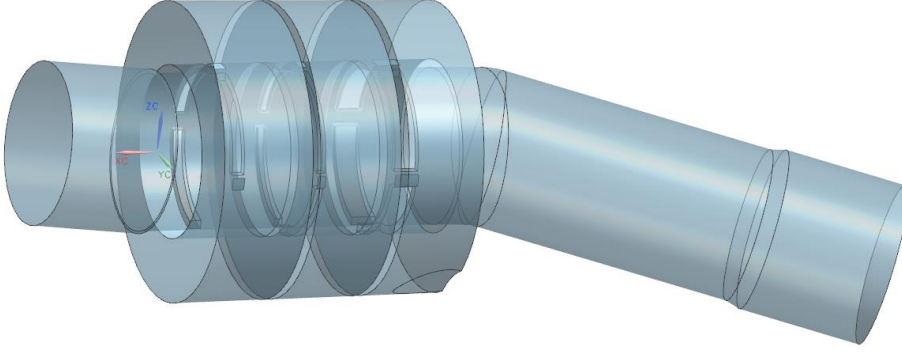
Çizelge 3.1 : Tasarım_1 akustik analiz sonucu görselleri.

	• 1600 Hz frekansta grafikten de gördüğümüz pik değerinin geometri içerisindeki dağılımı görülmektedir. • Buna göre girişteki ses gücü seviyesi 100 dB iken çıkışta 37 dB olarak ölçülmüştür
	• 2080 Hz frekansta grafikteki 2. pik değerine karşılık gelen dağılım gösterilmiştir. • İlk iki odacıkta pek bir sönüm elde edilmemesine karşın son odacıkta toplam seviye 40 dB seviyelerine inmektedir.
	• 2500 Hz frekansa geldiğimizde ise neredeyse hiçbir sönüm görülmemektedir. • Grafikte okunan değer 80 dB'lik bir düşüşe karşılık gelen 20 dB'lik bir iletim kaybı değeri görülmektedir.

3.2. Parametrik Çalışmalar

Rezonatörün sadece içyapısını inceledikten sonra araçta kullanılacağı hali **Şekil 3.7**'de gösterilmektedir.

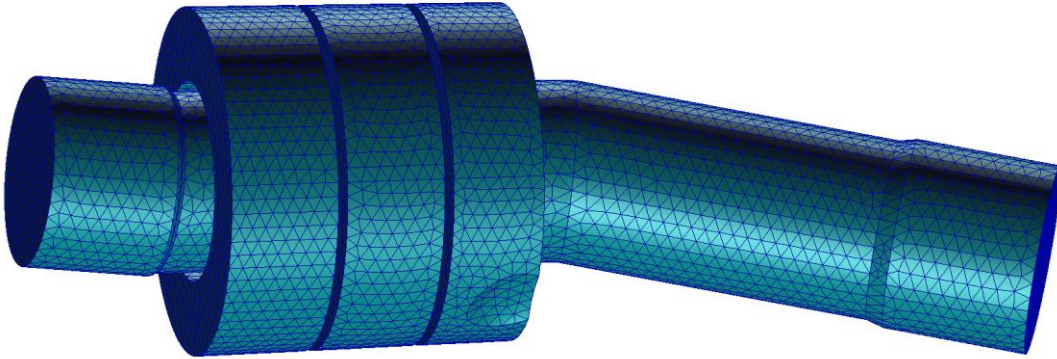
Aşağıda görüldüğü gibi, borunun açısal durumu da analizlerde hesaba katıldığı vurgulanmak istenmiştir. Çalışılan frekans aralığında çok fazla bir etkiye sahip olmasa da bu tip geometri değişiklikleri yüksek frekanslarda akustik performansı etkilemektedir.



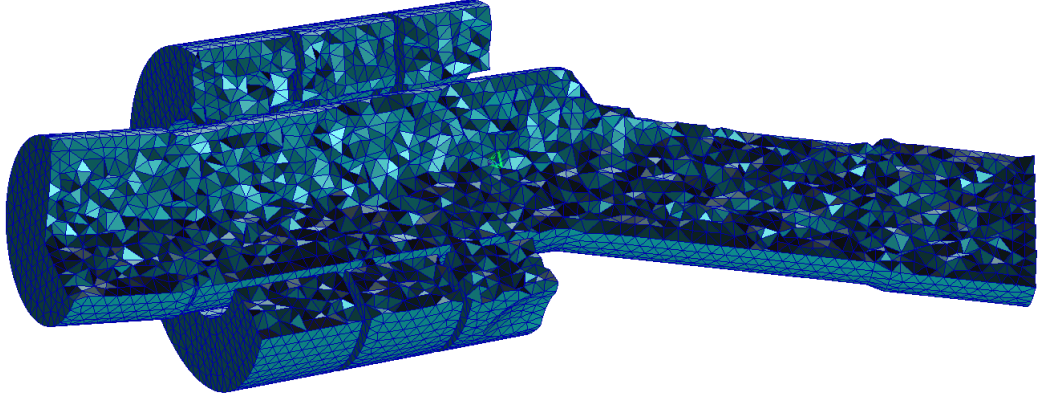
Şekil 3.7 : M330 Rezonatör analiz geometrisi.

Aşağıda verilen **Şekil 3.8** ve **Şekil 3.9**, analizler için kullanılan mesh (sayısal ağ) gösterilmiştir. Toplamda 123000 eleman ve 178000 node'dan oluşan meshler yukarıda açıklandığı üzere Tetra olarak kullanılmıştır.

Bu geometri için toplamda 13 tane farklı tasarım oluşturulup analizleri tamamlanmıştır. Bu tasarımlar oluşturulurken FIAT tarafından istenilen limitlerin ötesinde daha geniş bantlı ve yüksek bir performansa sahip bir rezonatör elde edilmeye çalışılmıştır. Performanstaki değişimler izlenerek bir iterasyon süreci toplamda 12 adım sonunda akustik olarak istenilen şartları sağlamıştır. Yapılan tasarım sürecini anlatmak için 3 tane farklı adımda akustik sonuç gösterilip özetlenmiştir.



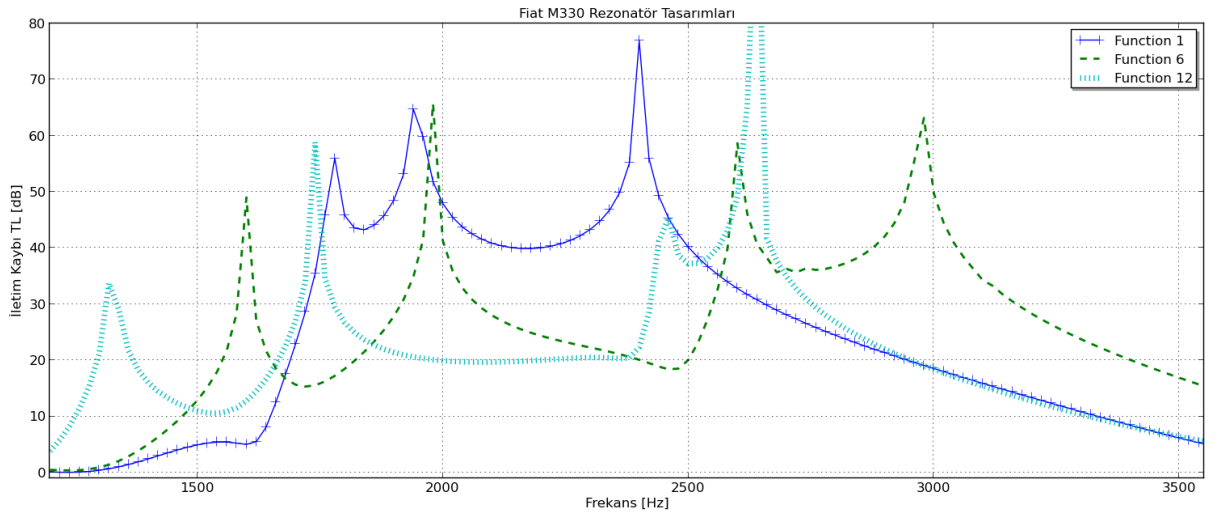
Şekil 3.8 : Mesh örnek görüntüsü.



Şekil 3.9 : Mesh kesit görüntüsü.

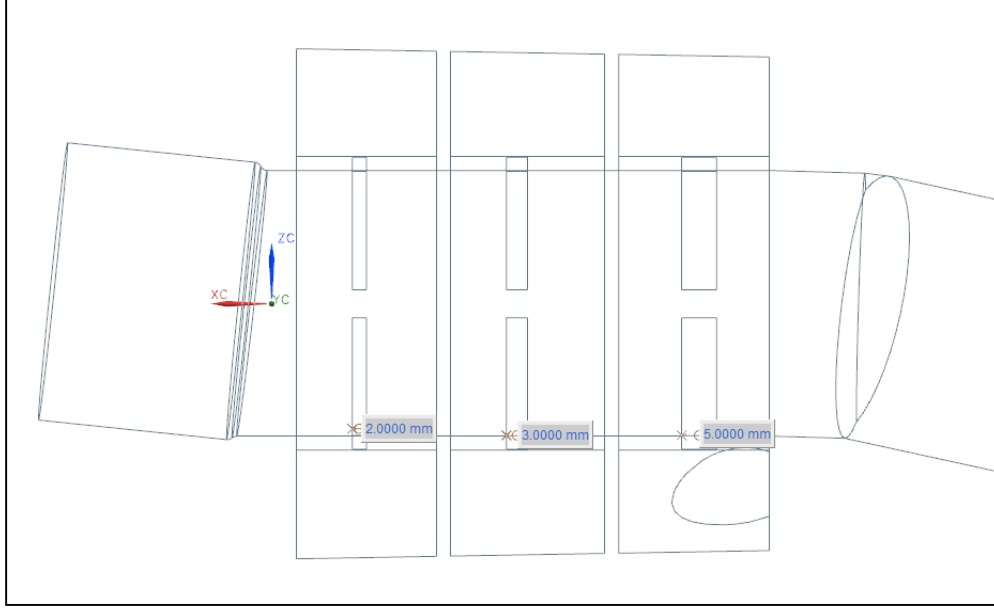
Şekil 3.10'de görüldüğü üzere oluşturulan 3 farklı tasarımın akustik performans eğrileri üst üste çizdirilip değişimler gözetlenmiştir.

İlk rezonatörün akustik performansı “Function 1” ile gösterilmiştir. Bu tasarımdan sonra yapılan adım sonra “Function 6” ile gösterilen rezonatörde frekans bandında çok geniş bir aralık hedef alınmış olup istenilen değerler sağlanmadığı için daha sonraki tasarımlar için frekans bandının daraltılıp FIAT tarafından istenilen şartlara yaklaşılmıştır. “Function 12” ile gösterilen tasarımda yapılan çalışma sonrasında olabildiğince düşük frekanslarda iletim kaybını maksimum değerler elde edilmeye çalışıldı. Fakat burada yine rezonatör hacminin yeterli olmaması nedeniyle Fiat’ın belirlediği limitlere girebilmek için frekans bandı daraltılmıştır.



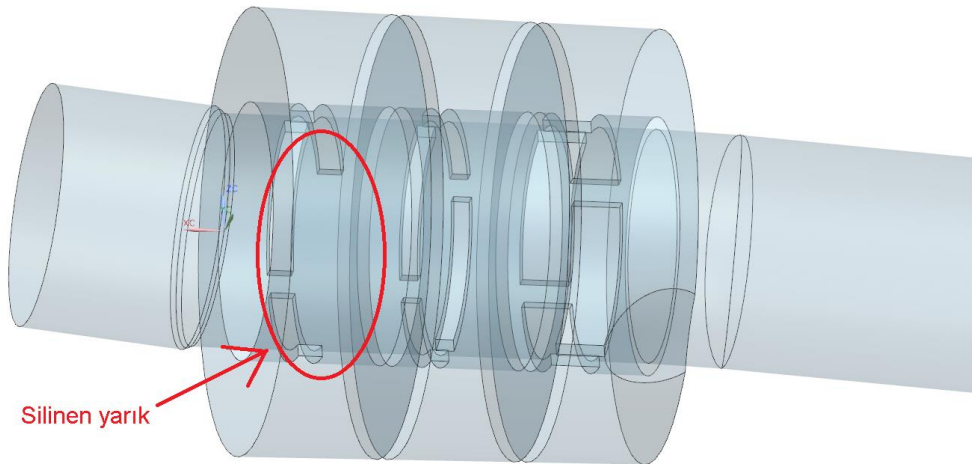
Şekil 3.10 : Tasarım süreci boyunca performans grafikleri.

Şekil 3.10'de gösterilen değerlerden "Function-1" yapılan "Tasarım-1" geometrisine aittir. Odacıkların sahip olduğu özellikleri Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Buna göre bölümün başında da belirtildiği gibi ikinci odacığın besleme yarığında bir genişletme yapılmıştır.



Şekil 3.11 : Tasarım-1 odacık besleme yarıkları şeması.

Yapılan genişleme sonucunda Şekil 3.5'den farklı 3 tane pik değeri görülmektedir. Daha önceki bölümlerde açıklandığı gibi ilk tasarımda ilk iki odacığın besleme yarıklarının benzerliği bu odacıkların rezonans frekanslarının çakışmasına neden olmuştu. Frekansların olabildiğince birbirinden uzak olması rezonatörün geniş bantlarda çalışmasının yegâne şartıdır.



Şekil 3.12 : Tasarım-6 görüntüsü.

Bu tasarımı izleyen adımlarda frekans bandı genişletme çalışmaları devam etmiştir. "Tasarım-6" oluşturulurken yapılan en önemli değişiklik birinci odacıktaki yarık sayısının 4'ten 3'e düşürülmesidir (Şekil 3.12). Ayrıca 3. odacığın yarık besleme yarık genişliği de büyütülmüştür (Şekil 3.13).

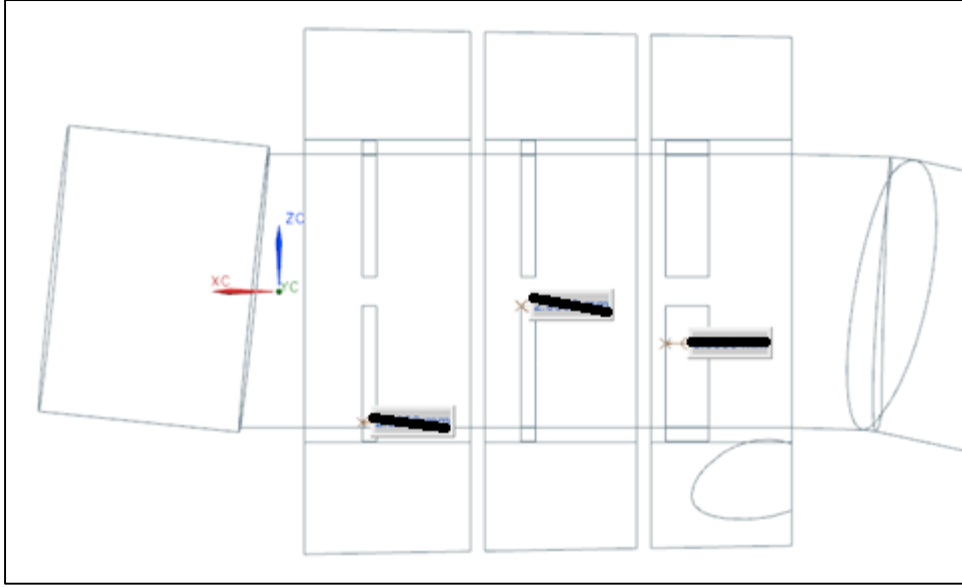


Şekil 3.13 : Tasarım-6 odacık besleme yarıkları şeması.

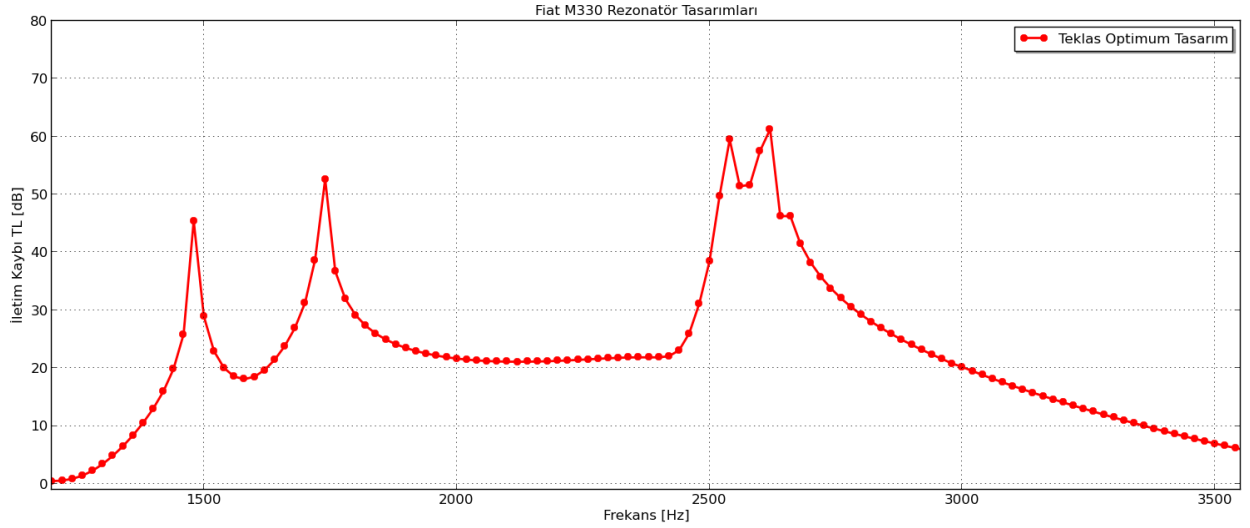
Yapılan çalışma sonucu frekansın çok geniş bir banda yayıldığı Şekil 3.10'de görülmektedir. Yüksek frekanslarda kazanılan performans, pikler arasındaki frekanslarda bir performans düşüşünü beraberinde getirmiştir.

Daha önce de belirtildiği üzere "Tasarım-12" ye kadar yapılan çalışmalar düşük frekanslara odaklı yapılmıştır. Geometride Şekil 3.14'de görüldüğü gibi besleme yarıklarında daraltma yapıp, akustik analiz sonunda frekanslarda düşüş gözlemlenmiştir.

Akustik Performans Optimizasyonu çalışmaları dahilinde yapılan tasarımların analizlerine göre gereken değişiklikler yapıldıktan sonra optimum bir tasarım elde edilmiştir. "Tasarım-13" ün sahip olduğu akustik performansı Şekil 3.15'te gösterilmiştir. Buna göre 1625 Hz – 3000 Hz frekans aralığında minimum 20dB İletim Kaybı değeri sağlanmıştır.



Şekil 3.14 : Tasarım12 odacık besleme yarıkları şeması.

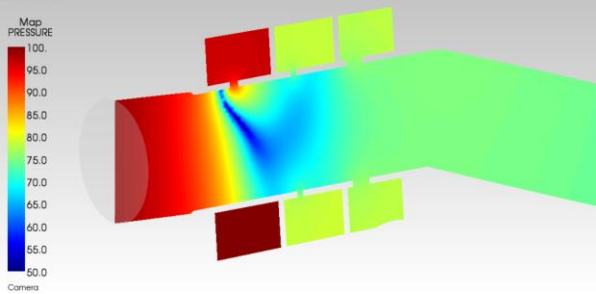
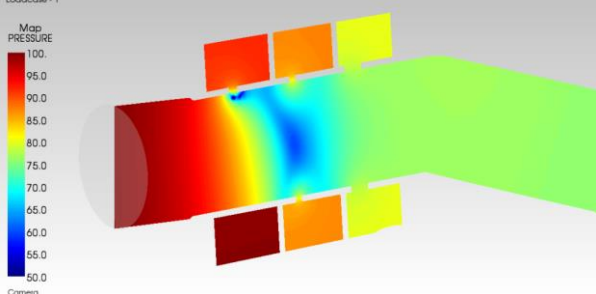
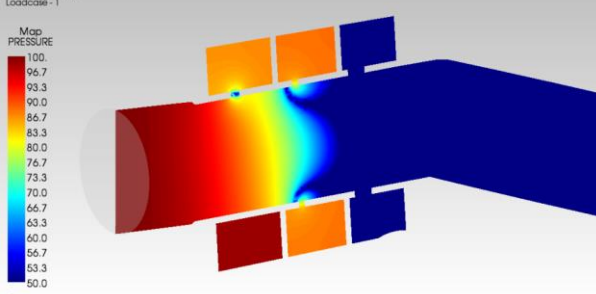
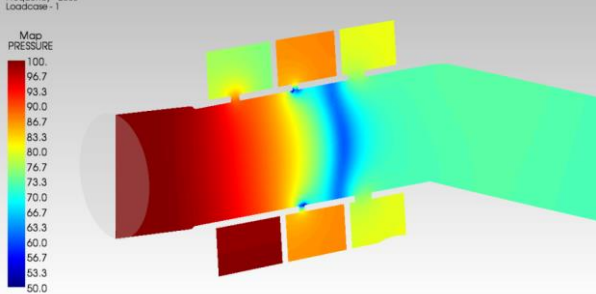
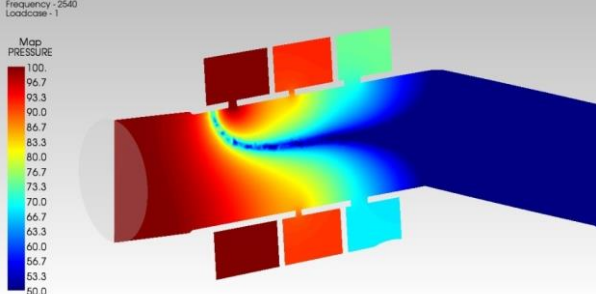


Şekil 3.15 : Optimum Tasarım.

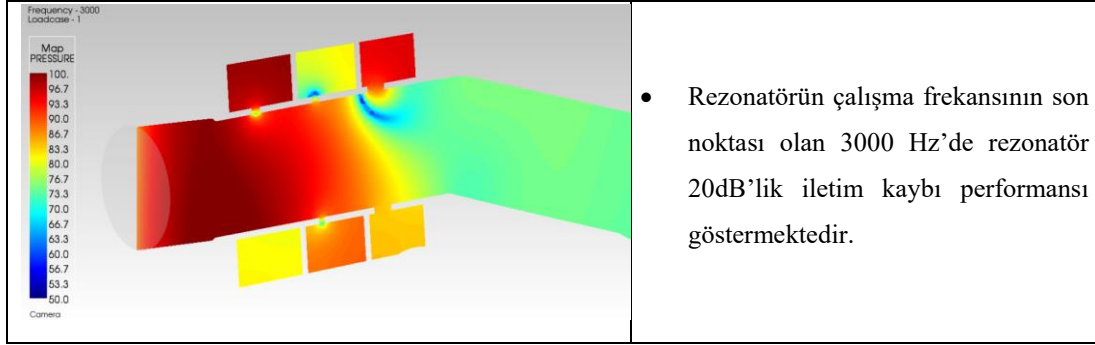
Silinen ilk oda yarığı ve düzenlenen boyutlandırmalar rezonatörün istenen performans aralığında çalışmasını sağlamıştır. Elde edilen optimum tasarımın sahip olduğu akustik özelliklerini daha iyi göstermek adına, içerisindeki ses gücü düzeyi değerleri rezonatörü kesen bir düzlem üzerinde dB cinsinden Çizelge 3.1 çizdirilmiştir. Aşağıdaki de farklı frekanslarda ses gücü düzeyi dağılımları çizdirilmiştir.

Rezonatör FIAT şartnamelerinde belirlenen 1750 - 3000 Hz frekans aralığının tamamında istenilen iletim kaybı performansı olan 20 dB değerini sergilemektedir.

Çizelge 3.2 : Ses Basınç Düzeyleri Görselleri Tablosu.

Frequency : 1440 Loadcase : 1  Map PRESSURE Camera	• Rezonatörün 20dB iletim kaybı değerini yakaladığı en düşük frekans 1440 Hz olarak görünmektedir. • Girişte ses gücü seviyesi 100dB iken çıkışta 80dB'dir.
Frequency : 1580 Loadcase : 1  Map PRESSURE Camera	• Rezonatör 20dB'lik iletim kaybı yakaladıktan sonra performans kaybederek 17 dB'lik değere 1580 Hz'te ulaşmaktadır.
Frequency : 1740 Loadcase : 1  Map PRESSURE Camera	• Rezonatörün ikinci pik değeri yakaladığı frekans 1740 Hz olarak görünmektedir. • Bu frekansta ikinci odacık rezonansa girmektedir.
Frequency : 2000 Loadcase : 1  Map PRESSURE Camera	• 2000 Hz rezonatörün ortalama çalışma frekansına denk gelmektedir. • Burada İletim kaybı değeri 21dB olarak hesaplanmıştır.
Frequency : 2540 Loadcase : 1  Map PRESSURE Camera	• Rezonatörün en yüksek sönüm performansını gösterdiği frekans 2540 Hz'dir. • İletim kaybı Şekil 3.15'te 60dB olarak okunmaktadır.

Çizelge 3.3 Devamı.



Geometrinin değişikliklerinin akustik performans üzerindeki en büyük etkisi frekans kaymaları olarak görülmektedir. Bunun nedeni yarık hacimlerinin rezonansa girmesini daha yüksek veya daha düşük frekanslara kaydırmasıdır.

Kaydırılan frekanslarda genellikle TL performans artışı görülmemektedir. Bunun nedeni ise odacık hacmindeki empedans değişikliğinin baskın olmamasıdır. Aynı odacık hacimlerinde besleme yarığında yapılan büyütme, pik görülen frekansın büyümesi sonucuna ulaşılmıştır. Tam tersine delik çapının küçülmesi frekansın da küçülmesine neden olmaktadır.

TL performansının aynı besleme yarıkları için arttırmak istediğimizde odacığın sahip olduğu radyal uzunluğu arttırmak gerekmektedir. Burada eksenel yöndeki hacim değişikliğinin etkisinin radyal uzunluğa etkisinden daha az olduğu görülmüştür. Çoğunlukla zaten dar hacimlerde tasarlanan rezonatörlerde genişlik artırma gibi bir lüksün olmaması bu radyal uzunluk parametresinde değişiklik kısıtlaması olmaktadır.

3.3. Akışkan Analiz

Basınç kaybı turbo devresinin sıcak tarafında sistem bazında değerlendirilmektedir. Turbodan sonra rezonatör borular ve intercooler bulunmaktadır. Hepsinin birlikte olduğu sistem halindeki durum için bir basınç kaybı limiti vardır. Proje için geçerli FIAT şartnamelerine göre rezonatörün neden olacağı basınç kaybının maksimum **2,5 kPa** olacağı belirtilmiştir. Daha yüksek değerler motor performansını olumsuz etkileyeceğinden dolayı bu limitin aşılmaması projenin başarısı için çok önemlidir.

3.3.1. Sınır koşulları

Akışkanlar mekaniği sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak yapılacak olan çözümler için çeşitli varsayımlar yapılacaktır. Bu varsayımlar akış özelliklerine göre değişiklik göstermektedir. Akış özellikleri:

- Debi: 0.135 kg/s
- Giriş basıncı: 144 kPa
- Giriş Sıcaklığı: 90 °C şeklinde verilmiştir.

Rezonatörün giriş kısmında “Kütlesel debi” sınır koşulu tanımlanarak, sıcaklık ve basınç tanımlanmıştır. Rezonatör duvarlarına “duvar” tanımı yapılarak, herhangi bir ısı transferinin olmayacağı kabulü yapıp adiabatik olarak tanımlanmıştır. Rezonatör çıkışında ise “çıkış” sınır koşulu tanımlanarak, burada statik basınç tanımlanmıştır. Statik basınç olarak atmosfer basıncı tanımlanmıştır.

Öncelikle akış tipine karar verilmelidir. Turbo devresinden geçen hava akışı türbülanslı akış olarak kabul edilmektedir. Akış Mach sayısının 0,3 değerinin altında olduğundan dolayı sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmıştır. Modelleme için kullanılacak model "Realizable K-Epsilon Türbülans Modeli" olarak seçilmiştir. Sınır tabaka çözme kabiliyeti olan bu model boru akışı için oldukça uygun bir çözüm yöntemidir. Sınır tabaka akışını ayrıntılı olarak çözebilmek için "Enhanced Wall Treatment" seçeneğiyle birlikte ince bir sınır tabaka mesh ile birleştğinde akım ayrılması ve keskin dönüşlerde oluşacak türbülans çözümleri göze alınacaktır.

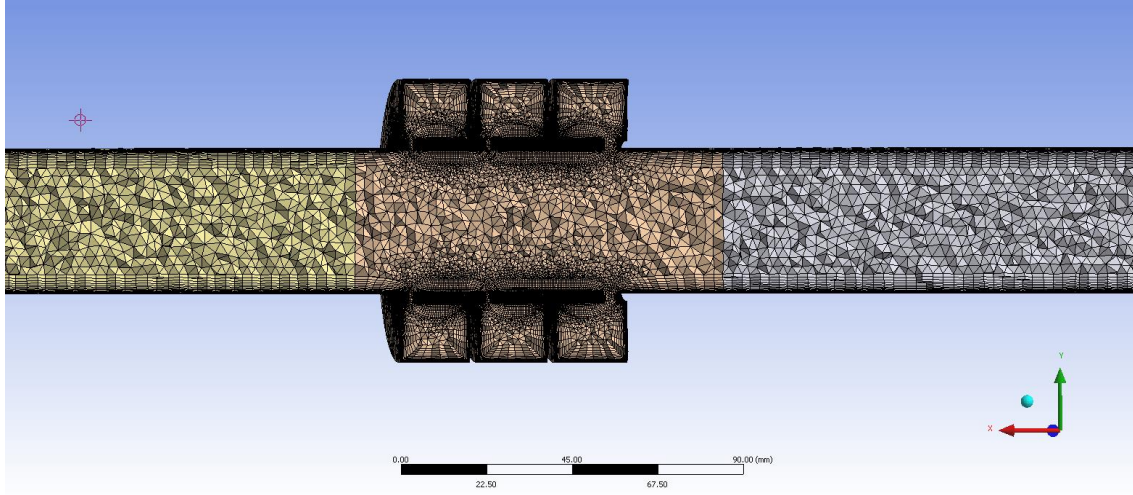
Ayrıca giriş ve çıkışlarda çözüm zorluğu oluşturan yakınsama sorunlarıyla karşılaşmamak için rezonatörün giriş ve çıkış kısımları "Hidrolik çap" uzunluğunun 8 katı kadar uzatılmaktadır. Tecrübeye dayanan bu yöntem ile rezonatörün çıkışında oluşacak vortekslerin tam modellenmesi sağlanıp rezonatör hacminin içerisini olumsuz etkileyebilecek olan modelleme hatalarından kaçınılmaktadır. (ANSYS, 2006)

Sınır tabaka modellemesine geçildiğinde ise kullanılan türbülans modeline uygun bir yoğunluk ve yüksekliğin seçilmesi gerekmektedir. "K-E Türbülans Modeli"nde tanımlanmış y^+ değerlerini aşmamak sayısal hataların oluşmaması için önemlidir. Burada bahsi geçen y^+ değeri sınır tabaka kalınlığının bir ölçüsüdür. "K-E Türbülans Modeli" için uygun y^+ değerleri 1-10 arasındadır. İlk çözüm yapıldıktan sonra modelin duvar olarak tanımlanan yüzeylerinde y^+ değerinin bu aralığı kesinlikle

aşmadığından emin olunmalıdır. Eğer değer aşıyorsa çözücü içerisinde fazla geniş sınır tabaka bölgelerindeki mesh elemanları bölünüp daha düşük bir yüksekliğe getirilmelidir.

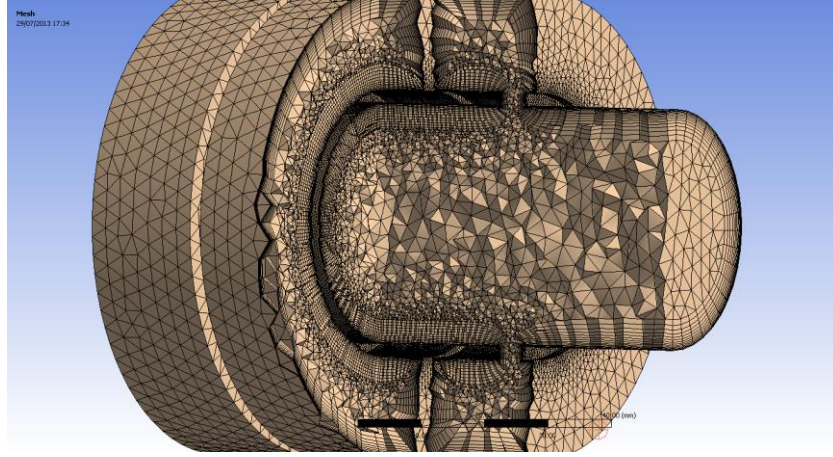
3.3.2. Sayısal ağ çalışması

Mesh çalışmamızın başında modelin yüzey meshi oluşturulmuştur. Sınır tabaka kalınlığını 13 basamaklı bir yüzey ekstrüzyonu olacak şekilde tanıtılmıştır. Eleman boyutunun belirli büyüklüğü aşmaması sayısal hataların büyümemesi için önemlidir.



Şekil 3.16 : CFD meshinin boydan kesiti.

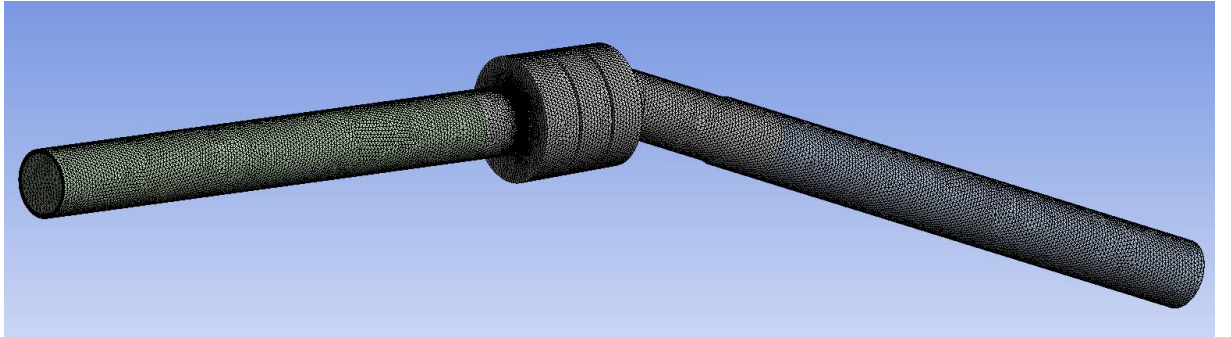
Şekil 3.17 de görüldüğü üzere uzatılan giriş ve çıkışlar farklı birer parça olarak tanıtılıp sadece sayısal yöntemin doğruluğu için kullanılmaktadır. Basınç düşüşü hesabında uzantılardan dolayı oluşacak kayıplar hesaba katılmamaktadır. Şekil 3.16’de sadece rezonatörün düz bir boru kabulü altında mesh çalışması yapılmıştır. Bunun amacı az karmaşık bir geometri için yakınsama çalışması yapmaktır. Bu sayısal ağ için deneme analizleri yapılp modelin yakınsadığından emin olunmuştur. Rezonatörün sahip olduğu eğrilik analizlerde yakınsama problemi oluştu



Şekil 3.17 : Rezonatörün iç mesh yapısının kesiti.

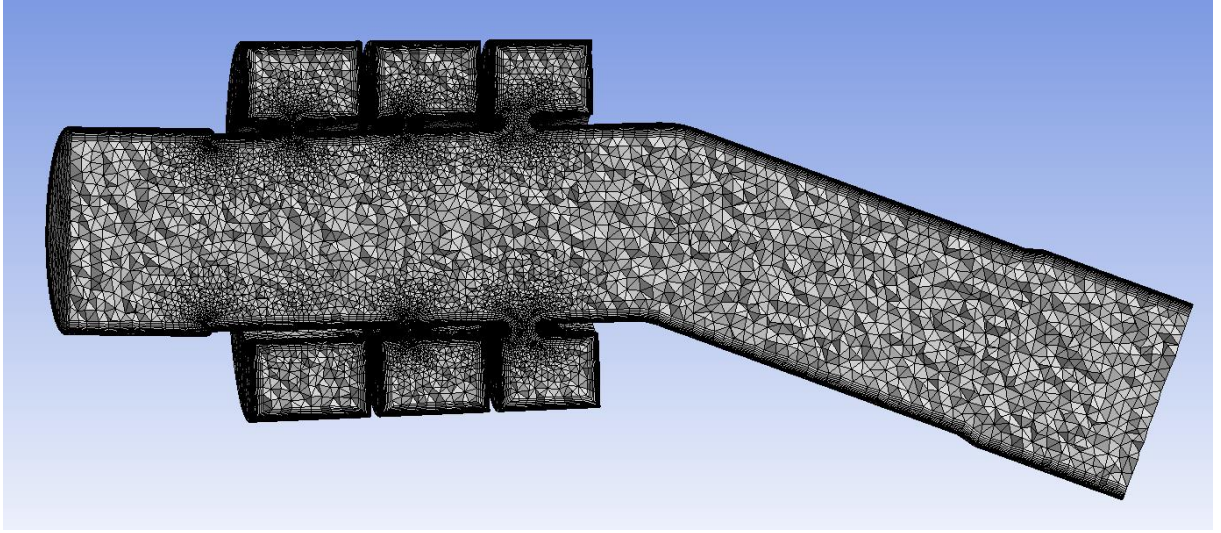
Oluşturulan CFD ağında toplamda 3,5 milyon Tetra eleman kullanılmıştır. Rezonatörün keskin köşelerinin fazlalığından dolayı bu mertebedeki bir çözüm ağı normal olarak kategorize edilebilir.

Akustik analizler sonucunda ortaya çıkan geometri CFD analizlerinin akış alanını oluşturmaktadır. **Şekil 3.18**'de "Optimum Tasarım" isimli geometrinin Mesh modeli gösterilmiştir.



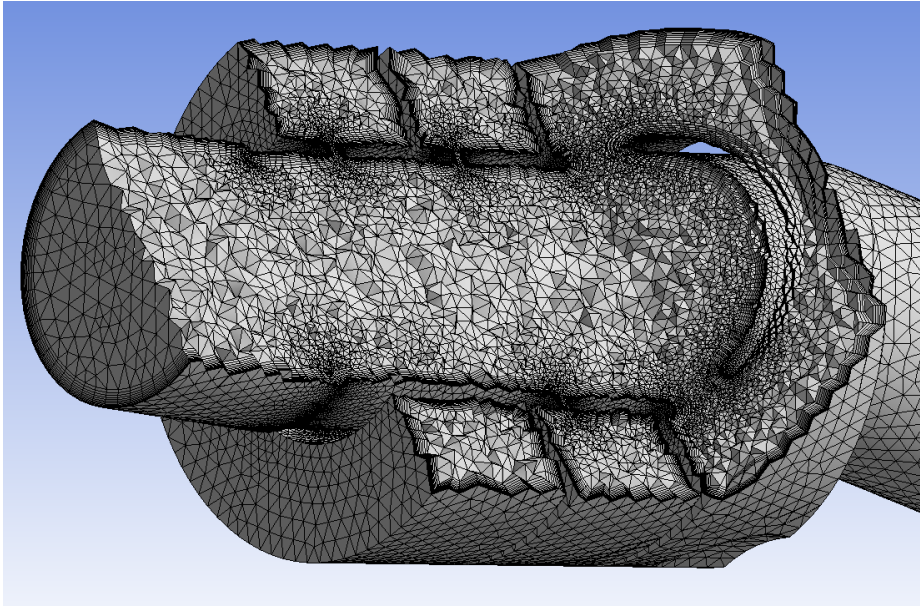
Şekil 3.18 : Giriş ve çıkışı uzatılmış optimum geometri CFD analiz modeli.

Sınır tabaka modellemesi için sınır tabaka kalınlığını 13 basamaklı bir yüzey ekstrüzyonu olacak şekilde tanıtılacağı bir önceki dönemde belirtilmişti. **Şekil 3.19** sınır tabakanın ince elemanlarının yoğunluğu hakkında fikir vermektedir



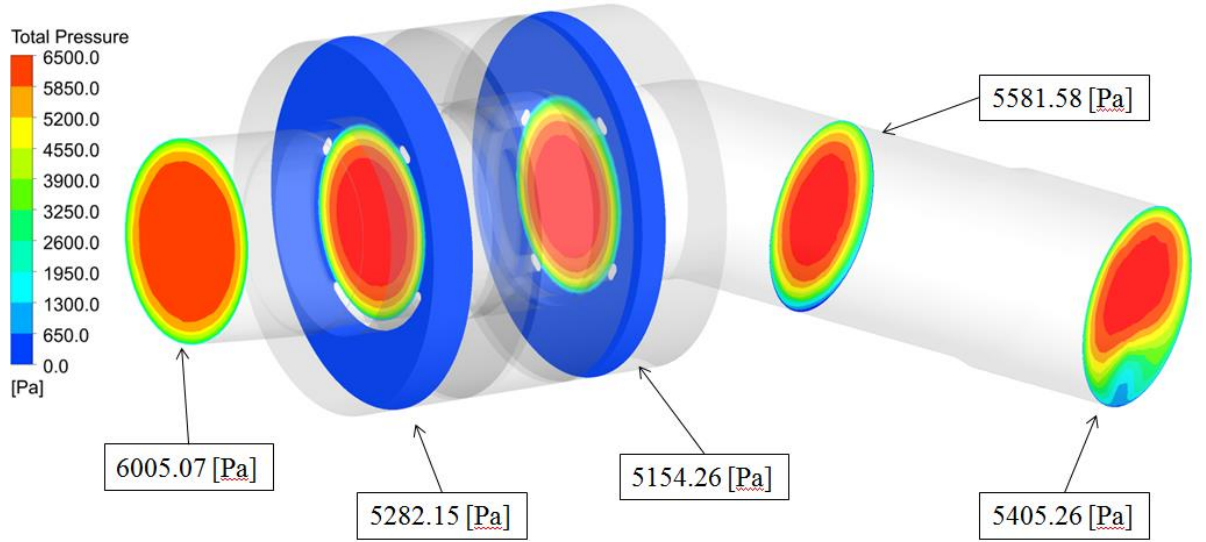
Şekil 3.19 : Rezonatör kesit görünüşü.

Oluşturulan sayısal ağ toplamda 4,5 milyon Tetra eleman içermektedir. Buradaki fazla eleman sayısının sebebi olarak odacık besleme yarıklarının oldukça ince olması ve yarıkların belirli sayıda eleman ile temsil edilmesi gerekmesi gösterilebilir. **Şekil 3.20** besleme yarıklarının yoğunluğu hakkında fikir vermektedir.



Şekil 3.20 : Mesh yoğunluğu.

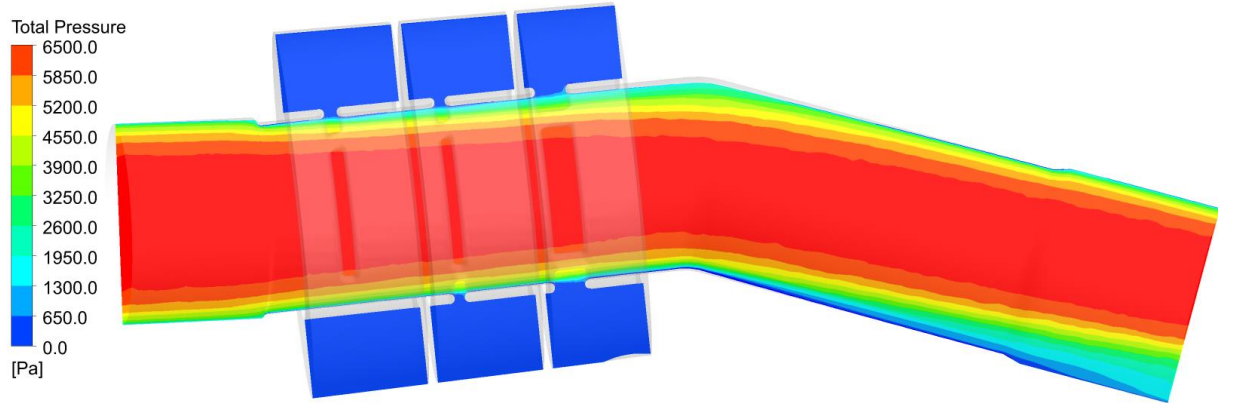
Yapılan mesh oluşturma çalışmalarından sonra analize başlanmıştır. Yüksek öneme sahip olduklarından birkaç hatırlatmanın yapılması gerekli görülmüştür.



Şekil 3.21 : Basınç kesitleri şeması.

Tamamlanan CFD analizi sonucunda rezonatör geometrisi içerisinde çeşitli noktalarda kesitler alınarak **Şekil 3.21** 'de gösterildiği gibi toplam basınç dağılımı çizdirilmiştir. Her kesitin sahip olduğu toplam basınç değeri integral alınarak kutularda belirtilmiştir.

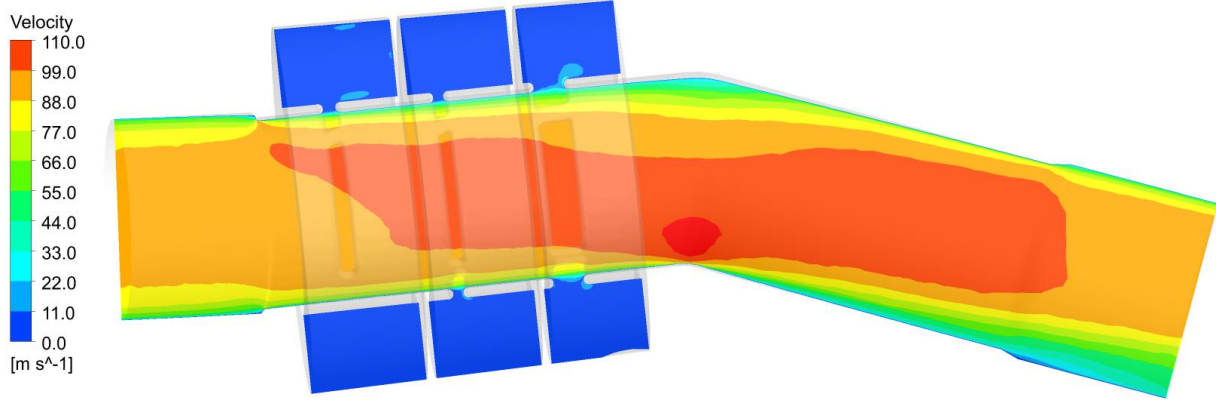
Şekil 3.21'de rezonatörün kesitinde oluşan toplam basınç dağılımı gösterilmiştir. Buna göre rezonatör boyunca herhangi bir akış bozulması görülmemektedir. Düzgün bir basınç profili olduğundan basınç kaybı oldukça azdır.



Şekil 3.22 : Rezonatör kesitinde toplam basınç dağılımı.

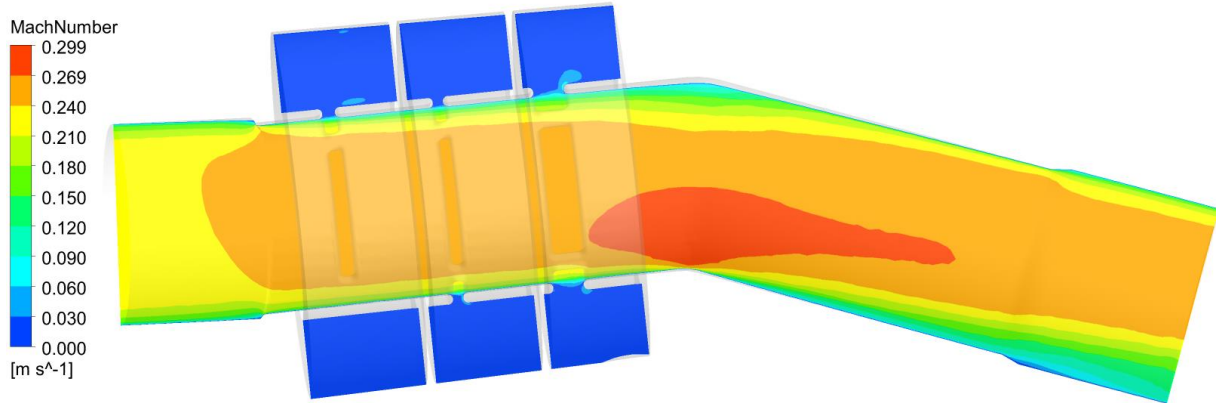
Rezonatörün içerisinde oluşan en yüksek hızlar **Şekil 3.23**'te gösterilmiştir. Burada maksimum hız değeri Mach sayısının hesaplanması bakımından önemlidir. Mach sayısının 0,3 değerinden büyük olması sıkıştırılamaz akış kabulünü geçersiz

kılmaktadır. Ayrıca delikli yapılar etrafında Mach sayısının 0,4 olması ısılk sesinin oluşu için uygun bir ortam yaratmaktadır. Bundan dolayı Mach sayısı dağılımı oldukça önemlidir.



Şekil 3.23 : Rezonatör kesitinde hız dağılımı.

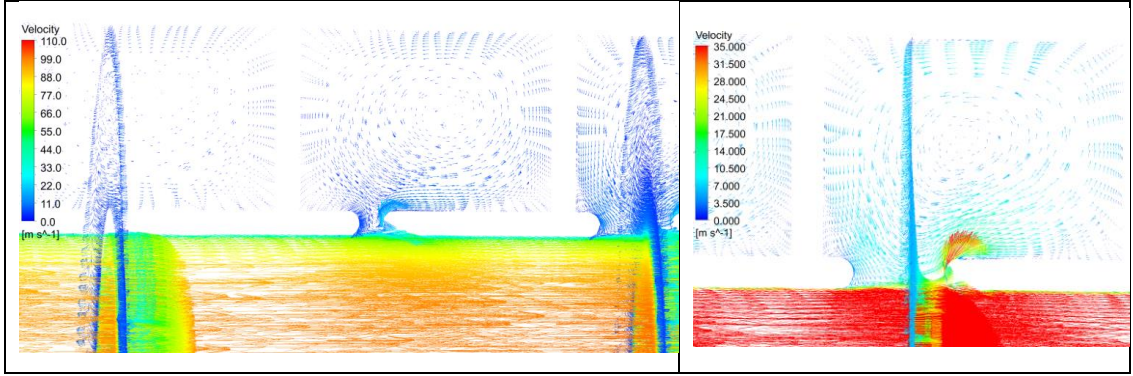
Yapılan analiz sonucunda rezonatörün Mach dağılımı aşağıdaki Şekil 3.24'de gösterildiği gibidir. Buna göre analizde yapılan sıkıştırılamazlık kabulünün geçerliliği gösterilmiştir.



Şekil 3.24 : Mach sayısı dağılımı.

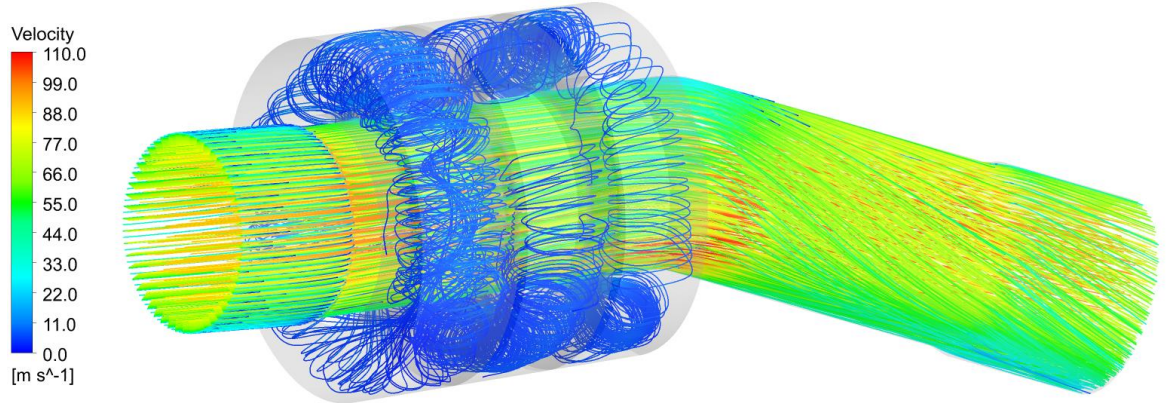
Rezonatör odacıklarının içerisindeki akış alanını incelemek amacıyla birkaç kesit alınıp hız vektörleri çizdirilmiştir. Çizelge 3.3'de gösterildiği üzere odacıklarda hız değerleri oldukça düşüktür. En yüksek hız üçüncü odacıkta 10 m/s olarak görülmektedir.

Çizelge 3.3 : Odacıklar içerisindeki hız vektörleri.



Rezonatörün sahip olduğu akış özelliğini daha iyi görmek amacıyla akış çizgileri çizdirilmiştir. Odacıklarda meydana gelen vorteksler ve dirsekten sonra akışın dönüşü **Şekil 3.25**'de gösterilmiştir.

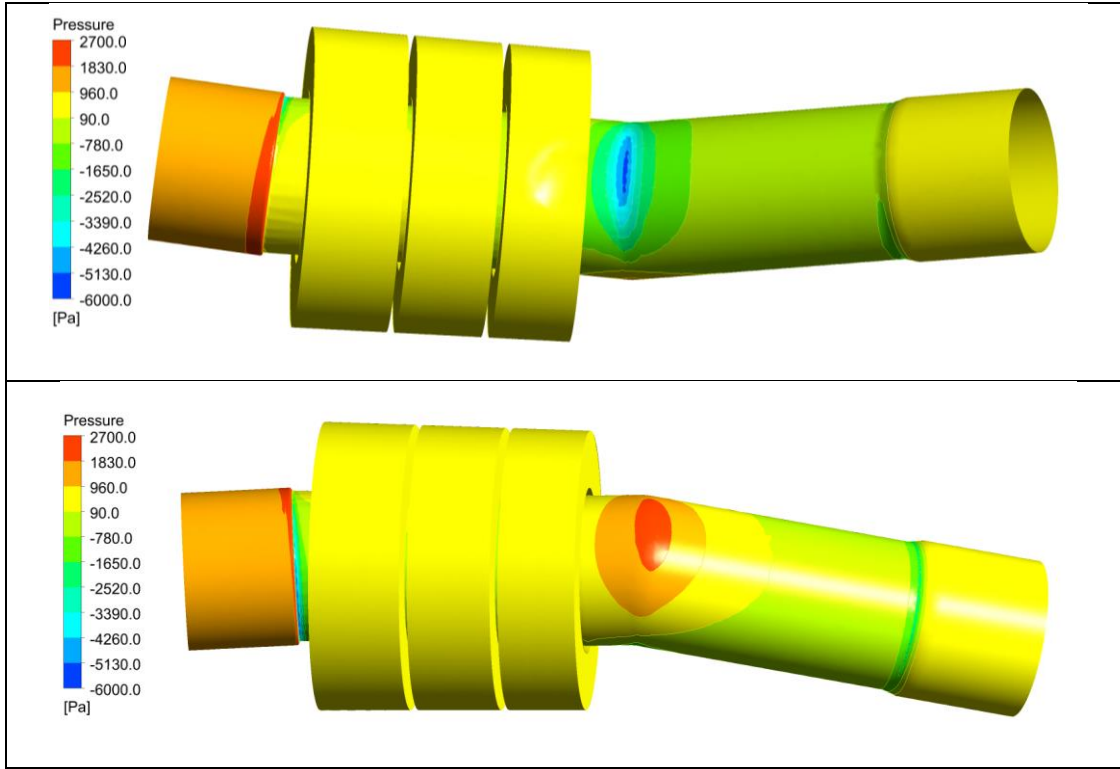
Rezonatörün odacıkları dışındaki akışın oldukça düzgün olduğu görülmektedir. Bunun sonucu olarak da basınç düşüşünde herhangi bir problemlili değer ortaya çıkmamaktadır.



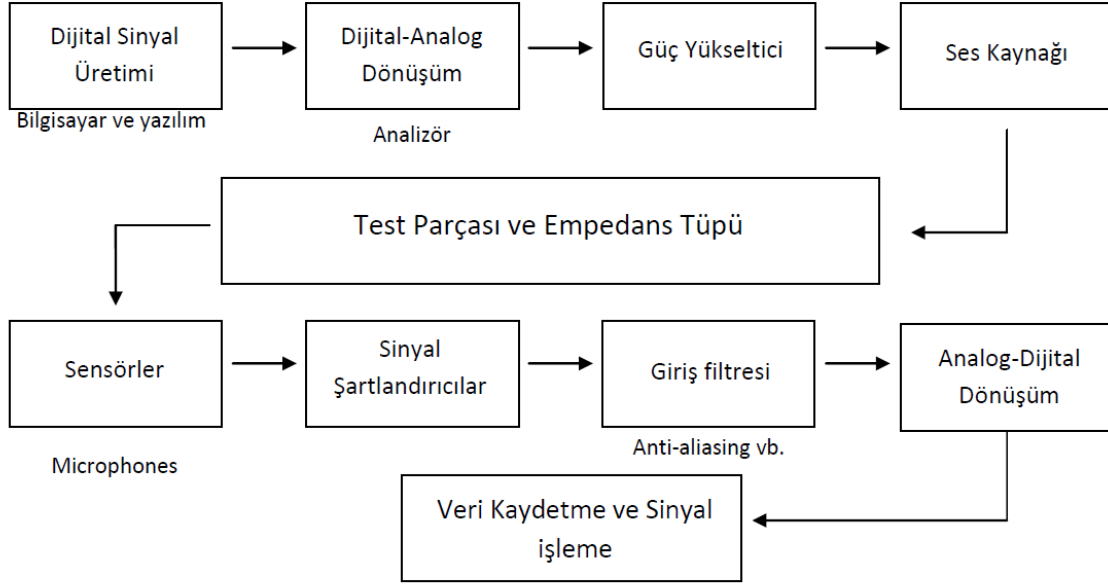
Şekil 3.25 : Akış çizgileri.

Analiz sonunda incelenen bir başka sonuç da akışkanın duvarlarda oluşturduğu basınç kuvvetidir. Çeper üzerindeki basınç dağılımını **Çizelge 3.4**'de gösterilmiştir. Bir önceki dönemde tamamlanan mekanik analizler için FIAT şartnamelerindeki basınç değerleri bulunan değerlerden daha yüksek olduklarından dolayı akışkan kaynaklı basınç değerleri için tekrar bir mekanik analize gerek duyulmamıştır.

Çizelge 3.4 : Çeper üzerindeki basınç dağılımı.



Akış alanı optimizasyonu bölümünün sonucu olarak rezonatörün istenilen limitlerin içerisinde olduğu ve akış performansı olarak herhangi bir sorun yaratmayacağı görülmüştür.



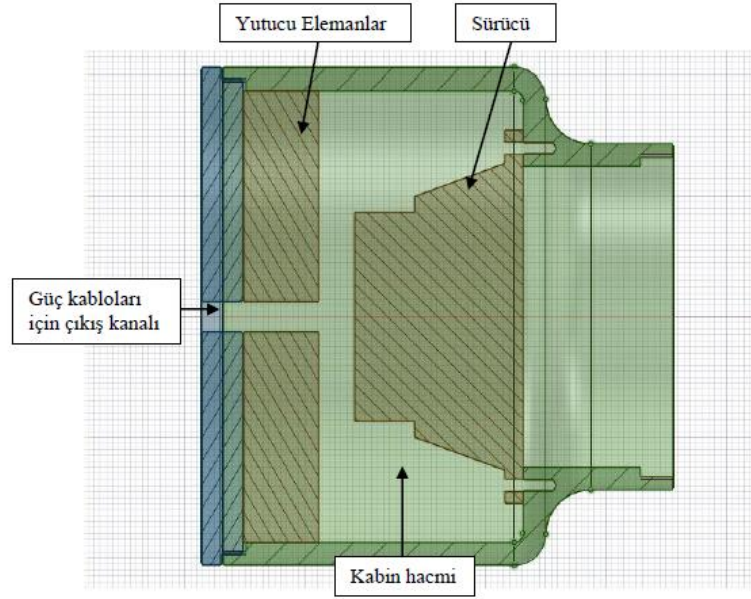
Şekil 4.2 : Empedans tüpü genel şeması.

Yeterli doğrulukta bir ölçüm yapılabilmesi için, giriş ve çıkış kanalı üzerindeki mikrofondan ölçülen ses basınç düzeyleri her frekansta sistemin gürültü seviyesinin üzerinde olmalıdır. Ancak, sistem içinde oluşan yansımalar nedeniyle bazı frekanslar ses düzeyi ölçülebilir seviyenin altına düşmektedir. Özellikle çıkışta ölçülen sinyal gürültüsü nedeniyle, ölçüm sonuçlarında ses iletim kaybı değerleri anlamsız olabilmektedir. Bu problemin çözümüne yönelik, dört öneri getirmek mümkündür. (Erdal, 2012)

- Düzenek tasarımından kaynaklanan yansımaların en az düzeye indirilmesi
- Daha yüksek ses düzeylerinde çalışılması
- Ortalama sayısının arttırılması ve yöntemin geliştirilmesi
- Giriş kanalı üzerindeki ses basıncını düzenleyen aktif çarpan fonksiyonu oluşturulması

Tüm bu önerin yanı sıra, tasarımı yapılan düzeneğin, imalat aşamasında mikrofona yuvalarının hassas işlenmesi, kanal içi yüzey hassasiyetinin iyi olması gibi imalat hassasiyetlerine bağlı bazı iyileştirmeler yapılabilir.

Akustik kaynak **Şekil 4.3**'de gösterilmiştir. Hacim içerisindeki istenmeyen akustik enerjinin yutulması amacıyla kabin içerisine yutucu elemanlar yerleştirilmiştir.



Şekil 4.3 : Akustik kaynak.

Mikrofonlar arası mesafe belirlenirken ilgilenilen dalga boyunun %1 inden büyük olmasına dikkat edilmelidir. Ayrıca ilgilenilen en yüksek frekansın dalga boyunun yarısının %80'inden küçük olmalıdır (Erdal, 2012). Belirtilen bilgilere göre yapılan hesaplamalar göz önünde bulundurulduğunda ölçümün yapıldığı tüpün frekans ölçüm aralığı **40 - 4000 Hz**'tir. Bu frekans bandının tamamında iletim kaybı değeri ölçülebilmektedir. Empedans tüpü **Şekil 4.4**'de gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Empedans Tüpü Deney Düzenegi.

4.2. Prototip parçalar

Akustik testlerin yapılabilmesi için prototip parçalar üretilmiştir. Prototip parçalar Şekil 4.6’de gösterilmiştir. Parçalardan 5 tanesi akustik ölçüme alıp sonrasında üretim kaynaklı sorunlarını belirlemek amacıyla kesilip ölçülmüştür.



Şekil 4.5 : Ölçülecek test parçası.

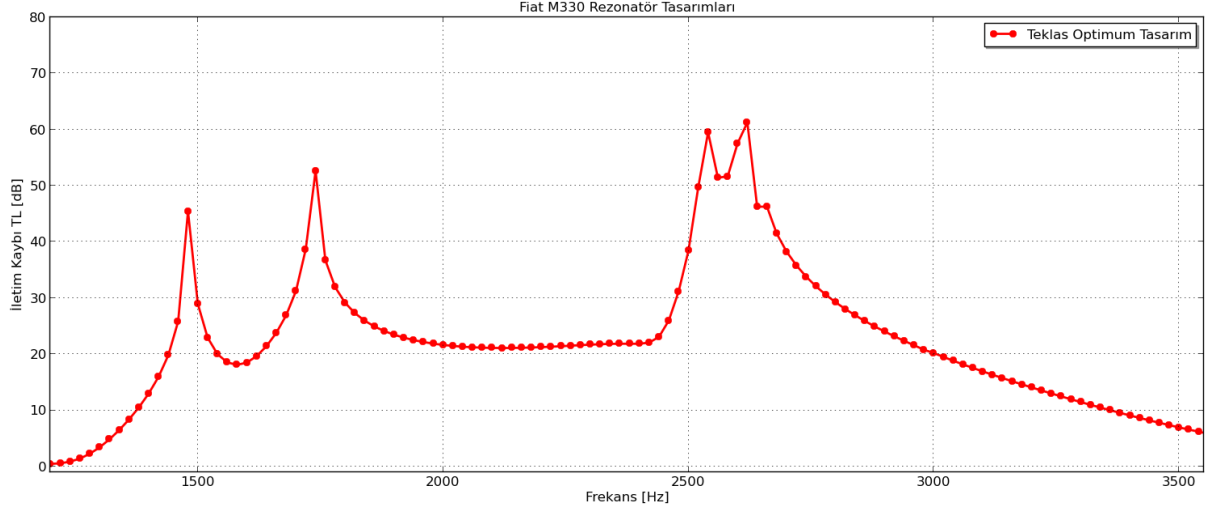
Ölçülecek parçaların giriş ve çıkış sifonlarına Şekil 4.5’de gösterildiği gibi hortumlar takılıp sızdırmazlık sağlanmıştır.



Şekil 4.6 : Ölçülecek prototip parçaları.

4.3. Sonuçların karşılaştırılması

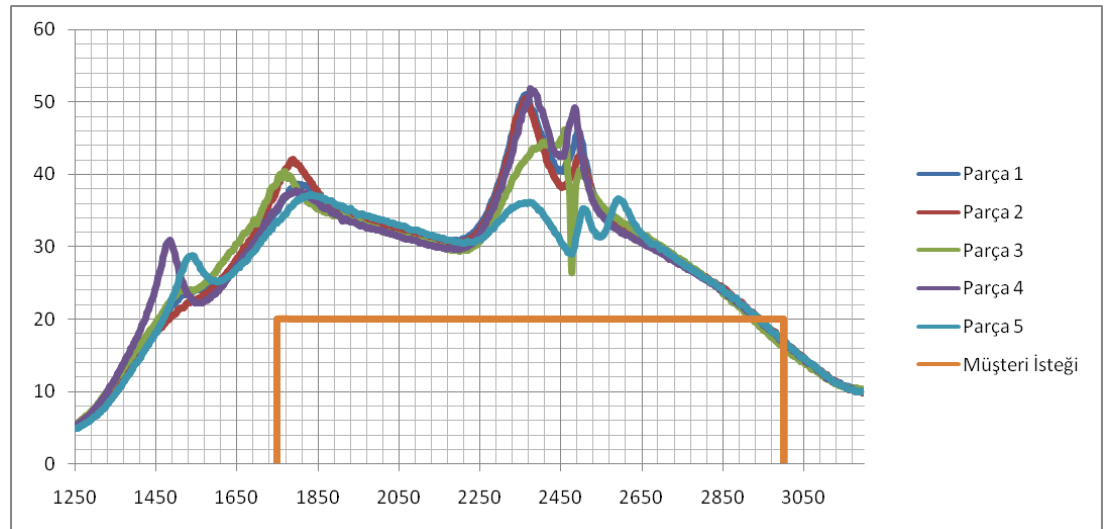
Yapılan deneysel ölçümler sonucunda **Şekil 4.7**'te gösterilen akustik performans elde edilmiştir. Buna göre 1625 Hz – 3000 Hz frekans aralığında minimum 20dB iletim kaybı değeri sağlanmıştır.



Şekil 4.7 : Optimum tasarım akustik performans grafiği.

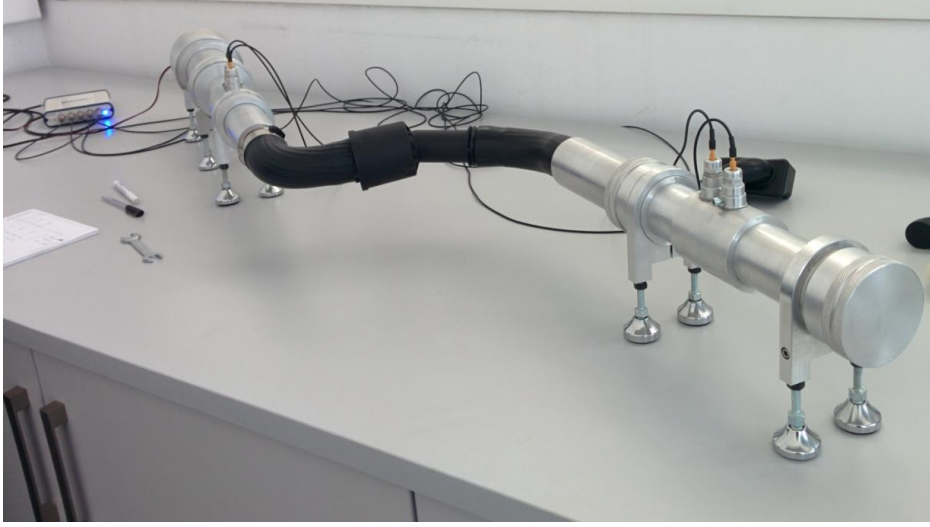
Bilgisayar ortamında yapılan bu tasarımın gerçek hayatta sahip olduğu performans değerinin belirlenmesi için öncelikle mümkün olabilecek en az hataya sahip bir prototipinin üretilmesi ve deneysel olarak İletim Kaybının ölçülmesi gerekmektedir.

Üretilen prototipler hortum montajı yapılarak test düzeneğine bağlanarak akustik ölçümleri yapılmıştır. Test edilen 5 adet prototip parçasının performansları **Şekil 4.8**'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.8 : Prototip parçaların akustik performansları.

30 C° sıcaklıkta ve atmosfer basıncı altında yapılan akustik ölçümler sonucunda parçalar arasında performans farkları olduğu göze çarpmıştır.



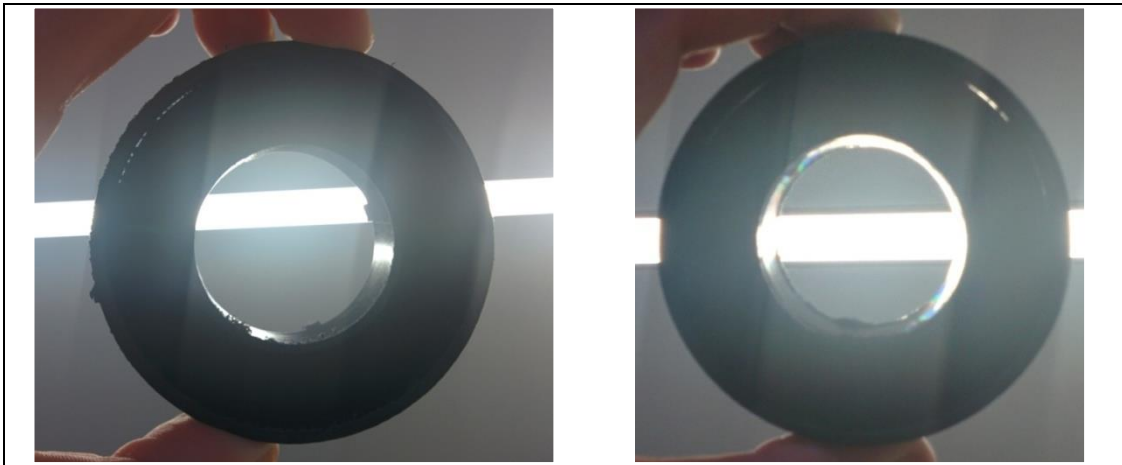
Şekil 4.9 : Prototip parçaların ölçüm görüntüsü.

Parçalar arasındaki performans farklarına neden olabilecek durumlar sıralanmıştır:

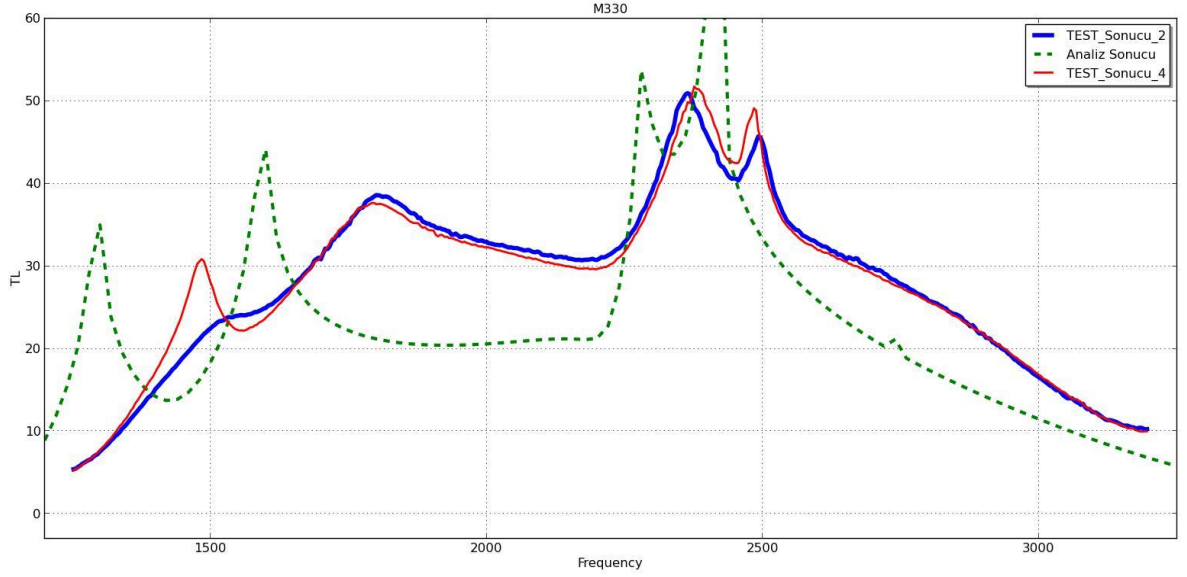
- Odacıklar arasında hava alışverişinin olması
- Kaynak bölgesinde oluşan çapakların büyüklüğü

Belirtilen hava alışverişi konusunu incelemek amacıyla *Parça 2* ve *Parça 4* kesilerek odacıkların perde boşlukları incelenmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda 0,5 mm'lik boşluklar bulunmuştur.

Çizelge 4.1 : Odacık perdeleri arası hava boşlukları.



Çizelge 4.1'de görüldüğü üzere parçanın odacıkları tam olarak kenara kanyak olmadığı için frekans ve iletim kaybı değerinde değişiklik göstermektedir.



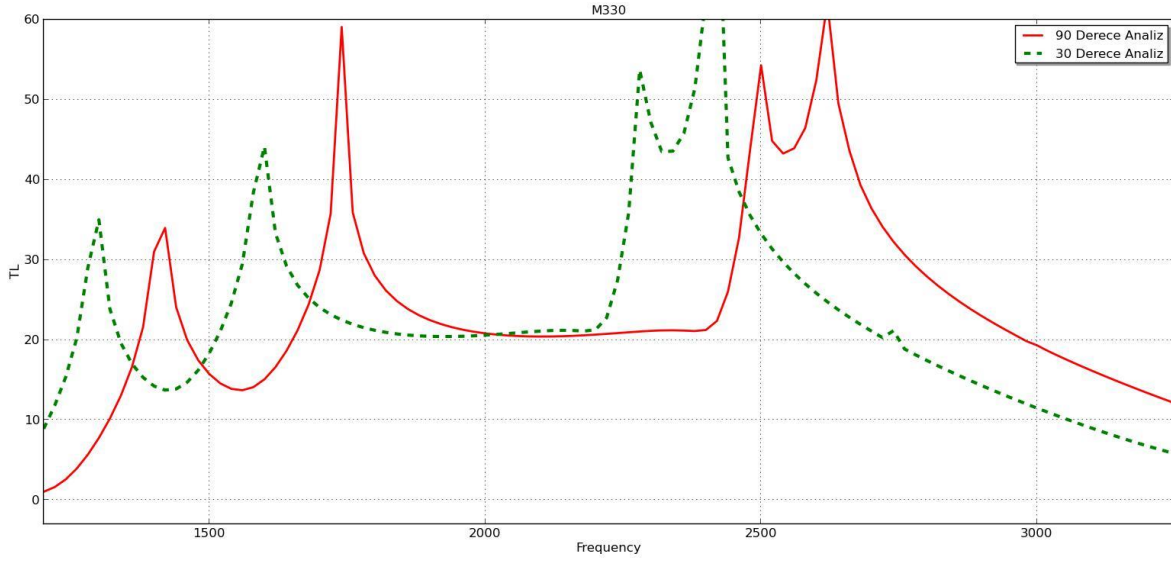
Şekil 4.10 : Test koşullarında analiz ve ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması.

Şekil 4.10'da görüldüğü üzere yapılan analiz ile test ölçümü arasında düşük frekanslarda belirgin bir fark bulunmaktadır. Bu farkın yüksek frekanslarda daha baskın olduğunu ve ayrıca düşük frekanstaki rezonans frekansını hiçbir şekilde ölçülmediğini söylemek mümkün.

Sıcaklık etkilerini de hesaba katarak parçanın gerçek koşullar altında nasıl bir performans göstereceğini belirlemek için akustik analizler test koşulları için tekrarlanmıştır.

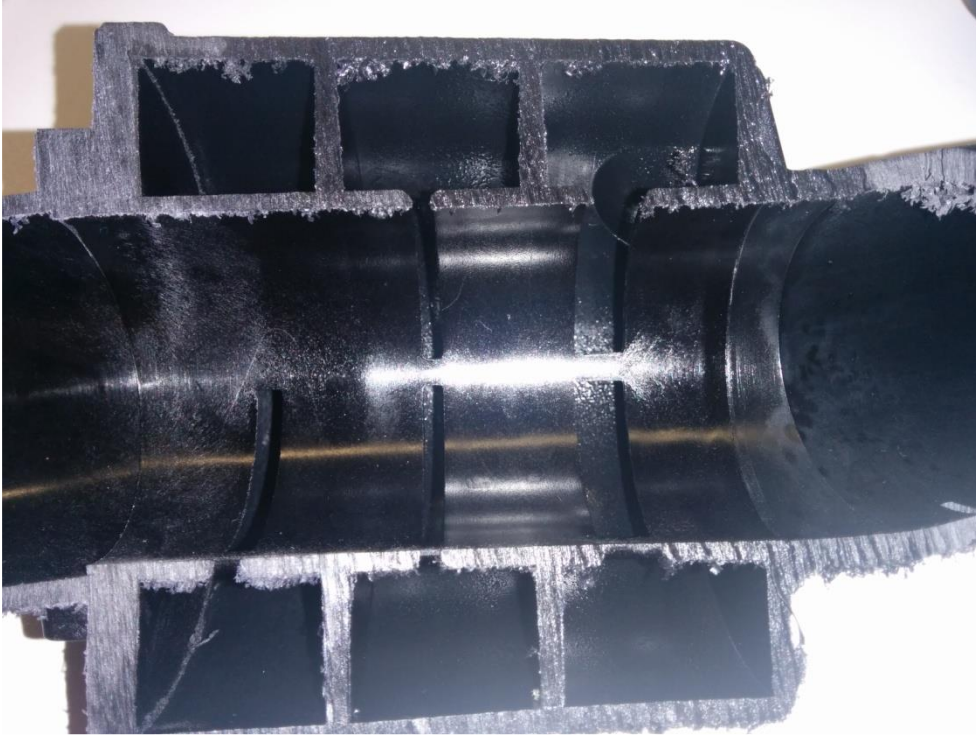
Yapılan akustik analizlerde sıcaklık faktörü göz önüne alındığında çalışma sıcaklığında grafiğin düşük frekanslarda 140 Hz, yüksek frekanslarda ise 250 Hz'lik bir kayma yaptığı görülmektedir. Buradaki etkiyi gerçek parçanın performansı üzerine eklediğimiz zaman rezonatör 1600 [Hz] - 3180 [Hz] arasında 20 dB'lik bir İletim kaybı performansı sergileyecektir.

Rezonatör müşterinin belirlemiş olduğu şartları sağladığı halde parçalar arasındaki bu performans dalgalanmasını en aza indirmek, müşterinin yapmış olduğu kalite kontrol ölçümleri sırasında karşılaşılabilecek olumsuz geri dönüşleri en aza indirmek anlamına geleceği için parçada birkaç revizyona gidilecektir.



Şekil 4.11 : Test ve çalışma sıcaklığı analiz sonuçları karşılaştırılması.

Parçalar üzerinde yapılan tolerans uzunluklar ölçümleri sonucunda parçalarda tolerans dışına çıktığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.12 : Prototip parçasının boydan kesiti.

Şekil 4.12'de görüldüğü üzere kaynak bölgesinde çapaklar bulunmaktadır. Aynı zamanda yapılan ölçümlerde odacık perdelerinde çarpılma nedeniyle odacık hacimlerinde değişiklikler bulunmuştur.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

FIAT şartnamelerine göre 144 kPa mutlak basınç altında 90 C sıcaklıkta çalışan ve 1 kPa basınç kaybı değerini aşmayan, 1750 - 3000 Hz frekans bandında 20 dB iletim kaybı performansını ortaya koyan bir rezonatör tasarımı istenmiştir.

Öncelikle mekanik analizler yardımıyla çalışma koşulları altında kırılmayan dayanıklı bir tasarım ortaya konmuştur. Rezonatör performansını istenilen frekans bandına adapte edebilmek için öncelikle pik sayısı tahmin edilmelidir. Burada 3-4 odacıktan başlamak genellikle iyi bir yaklaşım olarak kabul edilebilir. Odacık sayısı belirlendikten sonra besleme yarıkları boyutları seçilmelidir. Boyutlar seçildikten sonra genişlikleri ile oynayarak frekans bandı istenene limitlerin altına düşmeden en geniş performans bandı elde edilmiştir.

Yapılan akustik analizlere göre istenilen limitlerden daha geniş bir bantta çalışabilecek bir rezonatör tasarımı yapılmıştır. Analizlere göre 1625 Hz – 3000 Hz frekans aralığında 20dB İletim Kaybı değeri sağlanmıştır.

Analizleri doğrulamak amacıyla empedans tüpü yöntemiyle akustik deneysel testler yapılmış olup oda şartlarında rezonatörün performansı test edilmiştir. Oda şartlarındaki test ile simülasyon arasında meydana gelen farklılıkları çalışma sıcaklığına adapte ettikten sonra rezonatörün çalışma performansı 1600 [Hz] - 3180 [Hz] arasında 20 dB'dir.

Yazılan bu tez sayesinde, bilgisayar destekli simülasyonlar kullanılarak gerçek performansına oldukça yakın sonuçlar veren bir rezonatör tasarım metodolojisi anlatılmıştır.

Bu tez kapsamında anlatılan yöntemler TEKLAS KAÜÇUK A.Ş.' de çalıştığım süre boyunca tüm rezonatör tasarımları için kullanılmıştır.

KAYNAKLAR

- ACTRAN, M.** (2013). User Manual.
- ANSYS.** (2006). Fluent User Manual.
- Çetin, M. O.** (2011). *Susturucularda Basınç kaybı ve akustik performansın incelenmesi*. İstanbul: İTÜ.
- E2611-09, A.** (2006). Standard Test Method for Measurement of Normal Incidence Sound Transmission of Acoustical Materials Based on the Transfer Matrix Method. New York, USA.
- Elnady , T., Elsaadany,, S., & Åbom, M.** (2011). Flow and Pressure Drop Calculation Using Two-Ports. *Journal of Sound and Vibration*, 133.
- Erdal, B.** (2012). *Ses İletim Kaybı ölçümü Düzenegi Tasarımı ve Geliştirilmesi*. İstanbul: İTÜ.
- Erol, H.** (2013). Mühendislik Akustiği Ders Notları. İstanbul: İTÜ.
- ISO1010534-2, T.** (2003). Empedans borularındaki ses absorbsiyon katsayısının ve empedansının tayini. Ankara, Türkiye: Türk Standartları Enstitüsü .
- Mechel, F. P.** (2008). *Formulas of Acoustics*. Berlin: Springer-Verlag.
- Munjal, M.** (1987). *Acoustics of Ducts ond Mufflers*. New York: John Wiley & Sons.
- Munjal, M., & Rao, K. N.** (1986). Experimental Evaluation of Impedance of Perforates with Grazing Flow. *Journal of Sound and Vibration*, 283-295.
- SAF, O.** (2010, Ocak). Perforasyonlu Susturucuların Akış ve Akustik Etkinliklerinin İncelenmesi. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Sullivan, J.** (1979). A method of modelling perforated tube muffler components. *Journal of Society of America*, 772-778.
- Temiz, M. A.** (2012). *Rezonatör tip susturucuların akış ve akustik etkinliğinin geliştirilmesi*. İstanbul: İTÜ.

ÖZGEÇMİŞ



Adı-Soyadı : Florian Sam Güngör
Doğum Tarihi ve Yeri : 4 Ocak 1987
E-posta : floriensamgungor@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, İTÜ, Uçak ve Uzay Bilimleri Fak., Uzay Müh.

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2011-2012 arasında İstanbul Teknik Üniversitesi ROTAM’da çeşitli projelerde CFD analizleri üzerine çalıştı (1.5 yıl).
- 2012-2015 yılları arasında TEKLAS KAÜÇUK A.Ş.’de Analiz Mühendisi olarak rezonatör tasarımı, deneysel akustik ve akış tesleri, CFD ve akustik analizleri ve Akustik deneysel testler ile ilgili çalışmaları yürüttü. (3. yıl)
- 2013 TEKLAS İnovasyon Ödülü kazandı. (Konu: VW yüksek hız testini sağlayacak Flat blade süpürge geliştirilmesi)
- 2015 Eylül itibarıyla General Electric Aviation şirketinde Thermal Management Design Engineer olarak çalışıyor.

TEZİN YAZILDIĞI PROJEDEN TÜRETİLEN DİĞER BİLDİRİLER VE PROJELER:

- Fakkusoğlu N. , Tanır E., Güngör F.S. TEYDEB Projesi, Turboşarj Devrelerinde Kullanılan Rezonatörlerin Aakış ve Akustik davranışları
- Güngör F.S., Palaz Ö., Edal B. 2014. Turbocharger Rezonatörü Tasarımında Akustik Analiz ve Ses İletim Kaybı Ölçümlerinin Kullanımı