

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**EKSENEL TRANSONİK KOMPRESÖRLERDE GÖVDE İŞLEMENİN  
PERFORMANS VE KARARLI ÇALIŞMA ARALIĞINA OLAN ETKİSİNİN  
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ahmet BEŞKARDEŞ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erkan AYDER**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**EKSENEL TRANSONİK KOMPRESÖRLERDE GÖVDE İŞLEMENİN  
PERFORMANS VE KARARLI ÇALIŞMA ARALIĞINA OLAN ETKİSİNİN  
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ahmet BEŞKARDEŞ  
(503171133)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erkan AYDER**



İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503171133 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ahmet BEŞKARDEŞ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "EKSENEL TRANSONİK KOMPRESÖRLERDE GÖVDE İŞLEMENİN PERFORMANS VE KARARLI ÇALIŞMA ARALIĞINA OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Erkan AYDER** .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ** .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Cengiz CAMCI** .....

Pennsylvania State University

**Teslim Tarihi : 03 Haziran 2022**

**Savunma Tarihi : 13 Haziran 2022**







*Aileme,*



## ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmamda büyük emeği olan Prof. Dr. Erkan AYDER'e, bu çalışmayı mümkün kıldıkları için ise KALE ARGE ailesine ve yardımlarını esirgemeyen iş arkadaşlarım Nedim ŞENEL ve Alp ÖZGEN'e teşekkürlerimi sunarım. Bu günlere gelmemde katkısı büyük olan babam Niyazi BEŞKARDEŞ ve annem Hamiyet BEŞKARDEŞ'e ise sevgilerimi sunarım.

Haziran 2022

Ahmet Beşkardeş  
Makine Mühendisi



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>viii</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>ix</b>
<b>SEMBOLLER</b> .....	<b>xi</b>
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	<b>xiii</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>xv</b>
<b>ÖZET</b> .....	<b>xix</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>xxi</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>24</b>
1.1 Tezin Amacı .....	24
1.2 Literatür Araştırması .....	24
<b>2. ÇÖZÜCÜ DOĞRULAMA ÇALIŞMASI</b> .....	<b>63</b>
2.1 Rotor37 Geometrisi ve Sayısal Çözüm Ağı .....	64
2.2 Sayısal (Numerik) Model .....	67
2.3 Rotor37 Analiz Sonuçları .....	69
2.4 Kademe37 Analiz Sonuçları .....	75
<b>3. SAYISAL ANALİZLER</b> .....	<b>81</b>
3.1 Transonik Kompresörlerde Şok Yapıları.....	81
3.2 Ses Üstü Kaskat Analizleri .....	84
3.2.1 Ses üstü kaskat analiz sonuçları .....	85
3.3 Temel Performans Haritası.....	89
3.3.1 Temel model sonuçları .....	90
3.3.2 Temel model sayısal çözüm ağından bağımsızlık çalışması .....	94
3.4 Çevresel Yiv Konfigürasyonları .....	95
3.4.1 Çevresel yiv geometrisi .....	95
3.4.2 Yiv sayısal çözüm ağı .....	95
3.4.3 Sayısal (numerik) model .....	96
3.5 Yiv Konfigürasyon Sonuçları.....	97
<b>4. SONUÇ VE ÖNERİLER</b> .....	<b>109</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>111</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>113</b>

## **KISALTMALAR**

<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>CFD</b>	: Computational Fluid Dynamics
<b>3B</b>	: Üç Boyut
<b>IGTI</b>	: International Gas Turbine Institute
<b>AGARD</b>	: Advisory Group for Aerospace Research and Development
<b>SST</b>	: Shear Stress Transport
<b>MRF</b>	: Moving Reference Frame



## SEMBOLLER

$y^+$	: Boyutsuz cidardan uzaklık
$M_{tip}$	: Tip Mach sayısı
$\dot{m}$	: Kütlesel debi kg/s
$w$	: Toplam basınç kayıp katsayısı





## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

<b>Çizelge 1.1:</b> İşlenmiş gövdelerin detayları (Osborn ve diğ, 1971).....	<b>26</b>
<b>Çizelge 1.2:</b> Tasarım hızında (%100) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).	<b>34</b>
<b>Çizelge 1.3:</b> En başarılı konfigürasyonların sonuçları (Osborn ve diğ, 1971). .....	<b>35</b>
<b>Çizelge 1.4:</b> %100 hızda eğri (skewed) yerleştirilmiş bal peteği konfigürasyonuna ait sonuçlar (Oscarson ve Wright, 1970). .....	<b>43</b>
<b>Çizelge 1.5:</b> İşlenmiş gövde (uniform giriş şartı) ile yapılmış test sonuçları (Harley ve diğ, 1971). .....	<b>45</b>
<b>Çizelge 1.6:</b> Tip radyal bozuntulu giriş şartı ile yapılmış test sonuçları (Harley ve diğ, 1971). .....	<b>45</b>
<b>Çizelge 1.7:</b> Çevresel bozuntulu giriş şartı ile yapılmış test sonuçları (Harley ve diğ, 1971). .....	<b>46</b>
<b>Çizelge 1.8:</b> Farklı konfigürasyonların sonuçları (Bailey, 1972). .....	<b>51</b>
<b>Çizelge 1.9:</b> Naca 65 serisi profil ile tasarlanmış kompresör(Greitzer ve diğ, 1975)	<b>59</b>
<b>Çizelge 2.1:</b> Rotor37 tasarım parametreleri (Reid ve Moore, 1978). .....	<b>64</b>
<b>Çizelge 2.2:</b> Farklı türbülans modelleri ile hesaplanan indirgenmiş debi ve hata oranları. ....	<b>70</b>
<b>Çizelge 2.3:</b> K-epsilon türbülans modeli katsayıları (CFX Solver Theory Guide). ..	<b>80</b>
<b>Çizelge 2.4:</b> SST türbülans modeli katsayıları (CFX Solver Theory Guide). .....	<b>80</b>
<b>Çizelge 3.1 :</b> Üç farklı sayısal çözüm ağı eleman sayısı dağılımı. ....	<b>94</b>
<b>Çizelge 3.2 :</b> Farklı sayısal çözüm ağları ile yapılan analizlerin sonuçları. ....	<b>94</b>
<b>Çizelge 3.3 :</b> Çevresel yiv konfigürasyonları isimlendirmesi.....	<b>97</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Testi yapılan kompresör (Osborn ve diğ, 1971).....	25
Şekil 1.2 : Gövde işleme (casing treatment) yeri, meridyenel bakış (Osborn ve diğ, 1971).....	25
Şekil 1.3 : Delikli gövde konfigürasyonu (Osborn ve diğ, 1971).....	27
Şekil 1.4 : Bal peteği konfigürasyonu (Osborn ve diğ, 1971). ....	28
Şekil 1.5 : Çevresel yiv konfigürasyonu (Osborn ve diğ, 1971). ....	29
Şekil 1.6 : Eksenel yuvalı konfigürasyon (Osborn ve diğ, 1971).....	30
Şekil 1.7 : Eğri yuvalı konfigürasyon (Osborn ve diğ, 1971).....	31
Şekil 1.8 : Kanat açısına paralel yerleştirilmiş konfigürasyon(Osborn ve diğ, 1971).....	32
Şekil 1.9 : İşlenmemiş (referans) gövdenin performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).....	36
Şekil 1.10 : Bal peteği konfigürasyonu ( derin ve küçük cepli) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).....	37
Şekil 1.11 : Çevresel yiv konfigürasyonu performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).....	38
Şekil 1.12 : Eğri yuvalı konfigürasyon (tip bağlantısı açık) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).....	39
Şekil 1.13 : Kanat açısına paralel konfigürasyon (derin, uzun, tip bağlantısı açık) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).....	40
Şekil 1.14 : Kanat açısına paralel konfigürasyon (sığ, kısa, tip bağlantısı kapalı ) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).....	41
Şekil 1.15 : Kararlı çalışma limitleri karşılaştırması (Osborn ve diğ,1971).....	42
Şekil 1.16 : Kararlı çalışma limitleri karşılaştırması-çevresel bozuntulu giriş şartı ile (Osborn ve diğ, 1971).....	42
Şekil 1.17 : Harley ve diğ. (1971)'nin yaptığı çalışmada kullanılan gövde işleme konfigürasyonu.....	44
Şekil 1.18 : Dokuz adet üç farklı derinlikte işlenmiş olan çevresel yiv konfigürasyonları (Bailey, 1972).....	47
Şekil 1.19 : Farklı eksenel lokasyonlarda ve sayıda açılmış olan yiv konfigürasyonları (Bailey, 1972).....	48
Şekil 1.20 : Dokuz adet farklı derinliklerde açılmış yiv konfigürasyon sonuçları (Bailey, 1972).....	49
Şekil 1.21 : İki farklı derinlikte 2-6 yivleri açılan gövdelerin kıyaslanması (Bailey, 1972).....	50
Şekil 1.22 : Referans gövde (gövde işlemenin olmadığı) ile ölçülmüş olan kanat yükleri (Prince ve diğ, 1974).....	52
Şekil 1.23 : Çevresel yiv konfigürasyonu ile ölçülmüş olan kanat yükleri (Prince ve diğ, 1974).....	53
Şekil 1.24 : Eksenel yuvalı konfigürasyon ile ölçülmüş olan kanat yükleri (Prince ve diğ, 1974).....	54

Şekil 1.25 : Kanat açısına paralel yuvalı konfigürasyon ile ölçülmüş olan kanat yükleri (Prince ve diğ, 1974).....	55
Şekil 1.26 : Rotor giriş ve çıkış gövde kısmındaki sınır tabaka hız profilleri (Prince ve diğ, 1974). .....	57
Şekil 1.27 : Kanat kararsızlığı ve duvar kararsızlığı tanımları (Greitzer ve diğ, 1975) .....	58
Şekil 1.28 : Kanat ve duvar kararsızlığı ilişkisi (Greitzer ve diğ, 1975) .....	59
Şekil 1.29 : Dört farklı tasarımın sonuçları (Greitzer ve diğ, 1975).....	60
Şekil 1.30 : Bağlı toplam basınç konturları (Greitzer ve diğ, 1975).....	60
Şekil 1.31 : Tip kanat kararsızlığı ( Blade tip stall) (Hembera ve diğ, 2008).....	61
Şekil 1.32 : Tip blokaj kararsızlığı (tip blockage stall)(Hembera ve diğ, 2008) .....	62
Şekil 2.1 : ANSYS Design Modeler ile oluşturulmuş 3B model ve akış hacmi.....	65
Şekil 2.2 : Rotor37 test ölçüm istasyonları( AGARD-AR-355).....	65
Şekil 2.3 : Rotor37 akış alanı (Turbogrid).....	66
Şekil 2.4 : Sayısal çözüm ağı oluşturulmuş Rotor37 .....	66
Şekil 2.5 : Kanat üzerindeki sayısal çözüm ağı (Turbogrid) .....	67
Şekil 2.6 : Bağlı hata oranı – iterasyon sayısı (CFX-Solver Manager) .....	68
Şekil 2.7 : Sıkıştırma oranı, debi ve giriş çıkış debi farkı yüzdesi .....	69
Şekil 2.8 : Farklı türbüllans modelleri ile elde edilmiş Rotor37 haritası.....	70
Şekil 2.9 : Radyal doğrultuda (göbekten tipe) çevresel çizgisel ortalama sıkıştırma oranı .....	71
Şekil 2.10 : Radyal doğrultuda çevresel çizgisel ortalama toplam sıcaklık oranı ...	71
Şekil 2.11 : Radyal doğrultuda çevresel çizgisel ortalama adyabatik verim.....	72
Şekil 2.12 : %20 kesitten alınmış kaskat relatif Mach sayısı konturu .....	73
Şekil 2.13 : %50 kesitten alınmış kaskat relatif Mach sayısı konturu .....	74
Şekil 2.14 : %90 kesitten alınmış kaskat relatif Mach sayısı konturu .....	75
Şekil 2.15 : %100 hızda kademe analizi sonuçları ve test kıyası .....	76
Şekil 2.16 : Sıkıştırma oranı - indirgenmiş debi .....	77
Şekil 2.17 : Toplam sıcaklık oranı – indirgenmiş debi .....	78
Şekil 2.18 : Adyabatik verim-indirgenmiş debi.....	79
Şekil 3.1 : Transonik kompresörlerde akış ( Dixon ve Hall, 2014).....	82
Şekil 3.2 : Kompresörün çalışma noktası ve şok yapılarının değişimi ilişkisi (Biollo ve Benini, 2012).....	83
Şekil 3.3 : %98 kesit kanat profili ve akış alanı.....	84
Şekil 3.4 : Sayısal çözüm ağı .....	85
Şekil 3.5 : Farklı statik basınç oranlarındaki kayıp katsayısı değişimi.....	86
Şekil 3.6 : Statik basınç oranı-toplam basınç kayıp katsayısı ilişkisi (Piovesan ve diğ, 2019) .....	86
Şekil 3.7 : Özgün hücum açısı tanımı-unique incidence angle (Cumpsty, 1989).....	87
Şekil 3.8 : Farklı çıkış statik basınçlarındaki (a)( $P_{s\text{ çıkış}}=100\text{kPa}$ ), (b)( $P_{s\text{ çıkış}}=130\text{kPa}$ ), (c)( $P_{s\text{ çıkış}}=150\text{kPa}$ ) kaskat analizi Mach sayısı dağılımları.....	88
Şekil 3.9 : Rotor1'deki sıkıştırma oranının boyutsuz debi ve boyutsuz devir sayısı ile değişimi.....	89
Şekil 3.10 : Rotor1'deki verimin boyutsuz debi ve boyutsuz devir sayısı ile değişimi.....	90
Şekil 3.11 : Çalışma noktasında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arasındaki eksenel simetrik yüzey üzerindeki bağlı Mach sayısının değişimi - %100 hız .....	91

<b>Şekil 3.12</b> : Minimum kararlı çalışma (stall) noktasında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arasındaki eksenel simetrik yüzey üzerindeki bağlı Mach sayısının değişimi - %100 hız.....	<b>91</b>
<b>Şekil 3.13</b> : Çalışma noktasında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arasındaki eksenel simetrik yüzey üzerindeki bağlı Mach sayısının değişimi - %77 hız .....	<b>92</b>
<b>Şekil 3.14</b> : Minimum kararlı çalışma (stall) noktasında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arasındaki eksenel simetrik yüzey üzerindeki bağlı Mach sayısının değişimi - %77 hız.....	<b>92</b>
<b>Şekil 3.15</b> : Tasarım hızında çevresel çizgisel ortalama hücum açısının göbekten tipe değişimi.....	<b>93</b>
<b>Şekil 3.16</b> : %77 hızda çevresel çizgisel ortalama hücum açısının göbekten tipe değişimi.....	<b>93</b>
<b>Şekil 3.17</b> : %10 eksenel kord boyuna yerleştirilmiş yiv .....	<b>95</b>
<b>Şekil 3.18</b> : Çevresel yiv konfigürasyonu için oluşturulmuş sayısal çözüm ağı .....	<b>96</b>
<b>Şekil 3.19</b> : Rotor, stator ve %50 eksenel kord boyuna yerleştirilmiş yiv akış alanı	<b>97</b>
<b>Şekil 3.20</b> : Temel performans ve çevresel yiv konfigürasyonları kararlı çalışma sınırlarının karşılaştırılması .....	<b>99</b>
<b>Şekil 3.21</b> : G7, G8 ve G9 konfigürasyonlarının temel performans haritası ile karşılaştırılması.....	<b>100</b>
<b>Şekil 3.22</b> : G4 ve G5 konfigürasyonlarının temel performans haritası ile karşılaştırılması.....	<b>101</b>
<b>Şekil 3.23</b> : G5 konfigürasyonu ile temel modelin, %100 hız-minimum kararlı çalışma(stall) debisinde göbekten tipe çevresel çizgisel ortalama hücum açısının karşılaştırılması .....	<b>102</b>
<b>Şekil 3.24</b> : G5 konfigürasyonu ile temel modelin, %77 hız-minimum kararlı çalışma(stall) debisinde, göbekten tipe çevresel çizgisel ortalama hücum açısının karşılaştırılması.....	<b>103</b>
<b>Şekil 3.25</b> : %77 hız, % 90 span, temel konfigürasyonun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı .....	<b>104</b>
<b>Şekil 3.26</b> : Şekil 3.26 : %77 hız, %90 span, G5 konfigürasyonunun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı .....	<b>104</b>
<b>Şekil 3.27</b> : %77 hız, % 98 span, temel konfigürasyonun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı .....	<b>105</b>
<b>Şekil 3.28</b> : %77 hız, %98 span, G5 konfigürasyonunun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı .....	<b>105</b>
<b>Şekil 3.29</b> : %77 hız, %90 span, minimum kararlı çalışma debisinde G5 konfigürasyonunun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı.....	<b>106</b>
<b>Şekil 3.30</b> : %77 hız, %98 span, minimum kararlı çalışma debisinde G5 konfigürasyonunun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı.....	<b>107</b>
<b>Şekil 3.31</b> : Çevresel yiv içerisinden, XY düzleminde alınan kesit üzerinde çizilmiş teğetsel hız vektörleri.....	<b>108</b>
<b>Şekil 3.32</b> : Çevresel yiv içerisinden, YZ düzleminde alınan kesit üzerinde çizilmiş teğetsel hız vektörleri.....	<b>108</b>



# EKSENEL TRANSONİK KOMPRESÖRLERDE GÖVDE İŞLEMENİN PERFORMANS VE KARARLI ÇALIŞMA ARALIĞINA OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

## ÖZET

Kompresör tasarımında göz önünde bulundurulmuş önemli parametrelere biri kompresörün kararlı çalışma aralığıdır (stall marjı). Performans (verim) kaybı olmadan bu aralığın genişletilmesi tasarımcının hedeflerinden biri olmuştur. Gövde işleme (casing treatment) ise aksel kompresörlerde tip kısmını çevreleyen gövdeye uygulanan ve kararlı çalışma aralığını genişleten bir modifikasyondur.

Bu çalışmada öncelikle literatürde (çoğunlukla NASA'da) yapılan çalışmalar değerlendirilmiştir. Bu çalışmalardaki farklı gövde işleme konfigürasyonları tanıtılmıştır. Sonrasında yapılan testler ve bu testlerin sonuçları raporlanmıştır. Bu konfigürasyonların performansları olan etkileri de bu kısımda özetlenmiştir. Sonrasında kararlı çalışma aralığı genişlemesinin sebeplerini daha derinlemesine incelemek adına yapılan çalışmalar aktarılmıştır. Buradan yola çıkarak tasarımcı için hangi durumda gövde işlemenin olumlu bir etki yaratacağı belirtilmiştir.

Literatür özetinden sonra yapılan nümerik çalışma testleri ile doğrulanamayacağı için çözücünün ve nümerik modelin validasyonu gerekmektedir. Rotor37 transonik kompresörü HAD doğrulama çalışmalarında sıkça kullanıldığı ve literatürde geometrik bilgileri ve test sonuçları bulunduğu için bu çalışmada da validasyon için kullanılmıştır. İlk elde edilen sonuçlar test sonuçlarından farklı olduğu için farklı türbülans modelleri ile analizler yapılarak bunların performans haritaları çıkartılmış ve test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu performans haritası hem rotor, hem de rotor-stator kademesi beraber çözümlenerek elde edilmiştir. Test sonuçlarına en yakın olan nümerik model ile bir sonraki analizlere devam edilmiştir.

Sonrasında, KALE ARGE tarafından tasarlanan transonik kompresörün ilk kademesinin dört farklı hız eğrisi için haritası çıkartılmıştır. Bu çıkartılan harita yiv konfigürasyonlarının etkisini kıyaslamak için kullanılacaktır. İlk kademenin seçilmesinin sebebi ise; düşük hızlarda kompresörün çalışma aralığının dar olması ve bu aralığı belirleyen kademenin ilk kademe olmasıdır. Dolayısıyla ilk kademe kararlı çalışma aralığı genişletilirse gaz türbini için de genişlemiş olacaktır.

Analiz edilecek kademe de seçildikten sonra hangi konfigürasyonun uygulanacağına karar verilmiştir. Literatüre göre; aksel yuvalı, çevresel yiv ve kanada paralel yuvalı konfigürasyonların kararlı çalışma aralığı genişletmesi göze çarpmaktadır. Fakat verim kaybı göz önüne alındığında çevresel yiv konfigürasyonu belirgin bir avantaja sahiptir. Çevresel yiv konfigürasyonunun bir diğer avantajı ise daha kolay ve ucuz bir şekilde uygulanabilir olmasıdır. Bu sebeplerden ötürü bu çalışmada çevresel yiv konfigürasyonu incelenmiştir. Aynı geometrik özelliklere sahip yiv konfigürasyonu, dokuz farklı aksel kord boyuna eşit aralıklar (%10) ile ayrı ayrı yerleştirilerek sayısal analizler yapılmıştır. Daha sonra bu analizler yiv konfigürasyonu olmayan temel kompresör performans haritası ile kıyaslanmıştır.

Sayısal çözüm ağı, rotor akış hacmi  $1.7 \times 10^6$ , stator akış hacmi  $6 \times 10^5$ , yiv akış hacmi ise  $1.75 \times 10^5$  altı yüzlü elemandan oluşacak şekilde oluşturulmuştur. Farklı yiv konfigürasyonları analiz edilirken rotor ve stator sayısal çözüm ağları aynı tutulmuştur. Sayısal çözüm ağı, ilk analizlerden sonra  $y^+ < 5$  değeri sağlanacak şekilde revize edilmiştir. Radyal olarak 75 eleman, bu 75 elemandan 26 tanesi ise uç açıklığını modellemek için kullanmıştır.

Giriş sınır şartı olarak standart gün koşulu toplam basınç ve sıcaklık girilmiştir. Çıkış sınır şartı olarak ise statik basınç girilmiş, bu basınç arttırılarak kompresör haritası elde edilmiştir. Göbek, kanat ve tip kaymaz duvar olarak modellenmiştir. Analizleri daha hızlı yapmak adına rotor, stator ve yiv akış hacimleri periyodik olarak modellenmiştir. Rotor akış hacmi MRF (Moving Reference Frame) yaklaşımı ile çözülmüştür. Rotor ve stator kanat sayıları farklı olduğu için periyodiklikleri farklıdır. Dolayısıyla bu döner ve dönmez akış hacimlerinin arası “mixing plane” yaklaşımı ile modellenmiştir. Rotor ve yiv akış hacminde periyodiklik aynı olduğu için “frozen rotor” yaklaşımı tercih edilmiştir.

Analiz sonuçlarında, kararlı çalışma aralığını en çok genişleten konfigürasyon, aksel kord boyunun %50'sine yerleştirilen konfigürasyon (G5) olmuştur. Aksel kord boyunun %40'ına yerleştirilen konfigürasyon (G4), düşük hızlarda her ne kadar G5 konfigürasyonu kadar kararlı çalışma aralığını genişletse de, tasarım hızında, bir diğer deyişle, %100 hızda sıkıştırma oranı daha düşük olmuştur. Aksel kord boyunun %70, %80 ve %90'ına yerleştirilen yivler (G7-G8-G9) ile yapılan analizler literatür ile çelişkili sonuçlar vermiştir. G7, G8 ve G9 konfigürasyonları performans olarak (sıkıştırma oranı-debi) benzer sonuçlar verdiği için, bu konfigürasyonlar ile sağlanan kararlı çalışma aralığı genişlemesinin numerik kararlılık nedeniyle olduğu düşünülmektedir.

Sonuç olarak, G5 konfigürasyonu ile düşük hızda (%77), minimum kararlı çalışma debisi %9 azalarak, kararlı çalışma aralığı genişlemiştir. Tasarım hızında (%100) ise, minimum kararlı çalışma debisi sadece %1.5 azalarak, kararlı çalışma aralığı çok az genişlemiş fakat rotor sıkıştırma oranı %4 azalmıştır.

# **THE INFLUENCE OF CASING TREATMENT ON THE PERFORMANCE AND STALL MARGIN FOR AXIAL TRANSONIC COMPRESSORS**

## **SUMMARY**

Transonic axial compressor design has been always a challenge for designers. Minimizing shock-related losses and maintaining a wide operating range are always designers' fundamental intent. Most of the time flow instabilities such as surge and rotating stall are the limits of this operating range of the axial compressors. Additional to the state of art various aerodynamic blade design methods, alternative techniques have been tried out to widen this operating range. Casing treatment is one of these techniques, which is a modification that is applied to the compressor shroud endwall and has proven significantly beneficial for extending the compressor operating range.

Various casing treatment configurations like grooves, honeycomb, and slots have been studied and tested for different compressors. The result of these configurations is summarized in this work. With a small exception, all of the configurations have increased the stall margin. Whether the compressor is subsonic or transonic, the same trend has been observed. Nevertheless, overall compressor efficiency was affected distinctly.

Afterward, to understand the phenomena behind this stall margin increase, low speed ( $Ma < 0.3$ ) compressor tests have been carried out. The reasons for the low-speed testing are: to ease the testing instrumentation and to eliminate the compressibility effects. These tests have shown that stall margin increase is related to static pressure balance at the tip section. In this way, it reduces the tip clearance flow from the pressure to the suction surface of the blade and prevents this tip flow from disturbing the main passage flow.

Likewise, it has been emphasized two different stall definitions in the literature. The flow separation from the suction surface of the blade because of the incidence angle called blade stall. The other one is named wall stall, which is initiated by the tip clearance flow and boundary layer on the shroud wall and penetrates through the adjacent flow passage and causes blockage. It has been proven that casing treatments will be beneficial merely when the wall stall is responsible for the flow instability. This criterion would help the designers for the casing treatment applicability on their final compressor design.

After summarizing the studies has been done, the CFD code needs to be validated before starting the numerical analysis. Not only the code, but the numerical model also needs to reflect the real case as close as possible. For these reasons, Rotor37 has been chosen as a validation case. Geometry and the test results are easily accessible because Rotor37 has been widely used for transonic CFD validation cases in literature for many years. The first numerical results differ from the test results so some changes have been made in the numerical model. To be able to see this change, a compressor map for Rotor37 has been obtained with two different turbulence models. K-epsilon

turbulence model had closer results (test results) compare to the SST turbulence model as getting closer to the stall.

After validating the code and numerical model, the operating map for the first stage of the compressor has been obtained with numerical analysis. The compressor which was designed by KALE ARGE has four transonic compressor stages. The reason for choosing the first stage for this study is, stall margin at idle speed is much more narrow and at idle speed, the stage that limits the engine is the first stage. As a result, possible extension of the operating range of the compressor at idle speed requires modification to the first stage.

After selecting the stage, it is decided which configuration will be analyzed. In literature, axial slots, circumferential grooves, and blade-aligned slots have shown outstanding stall margin increases, but according to efficiency penalty, circumferential grooves seem to have a prominent advantage. Another reason that, circumferential grooves are much easier and cheaper to implement. For these reasons, circumferential grooves have been chosen for the study and have been numerically analyzed. Nine grooves placed every %10 axial cord locations individually and the results are compared with the base configuration.

For the grid, rotor domain has  $1.7 \times 10^6$ , stator domain has  $6 \times 10^5$ , groove domain has  $1.75 \times 10^5$  hexahedral element. For the consistency rotor and stator domain meshes kept unchanged for different grooves. For the boundary layer mesh,  $y^+ < 5$  was aimed after the first numerical analysis. Radially (from hub to shroud) 75 element, among these 75 elements 26 of them placed to the tip clearance to be able to model tip flow more accurate.

As inlet boundary condition; total pressure and total temperature of standart day conditions applied. Radial equilibrium condition applied to the exit boundary condition with static pressure imposed. This static pressure increased to obtain the compressor map and stall limit. No slip wall boundary condition applied hub, shroud and blade walls. Since we had better results with k-epsilon turbulence model with our validation case, numerical analysis carried out with k-epsilon turbulence model. To be able to reduce the computational effort, rotational periodic boundaries applied rotor, stator and, casing treatment domains. Rotor domain, which in reality it rotates, has been modeled with a moving reference frame (MRF) approach. By design, the rotor and stator have a different number of blades and which means they have different periodicities. Therefore, the mixing plane approach has been applied to the rotor-stator interface. Because they have same periodicity, the rotor-groove interface modeled with the frozen rotor approach.

To summarize the numerical method; the solver performed steady flow simulations by solving three-dimensional compressible Navier-Stokes equations. Reynolds-averaged Navier-Stokes equations were discretized in the computational domain with element-based finite volume method. Time integration was performed with the first order backward Euler scheme. High resolution advection scheme used for the advection term.

In conclusion, the same geometry but nine axially different located circumferential grooves were analyzed and the results are compared with the base model. All configurations increased the stall margin at idle speeds, but on the other hand, produced less pressure ratio at design speed than the base model. The circumferential groove that has been placed to the %50 percent of the axial chord (G5 configuration), increased the stall margin more than other configurations. At idle speed %9 less mass

flow was obtained with G5 configuration compare to the base model. Stall margin increased slightly, but it produced %4 less pressure ratio at design speed (%100). Although groove that placed %40 axial chord (G4 configuration) resulted with a similar increase at idle (%77) speed, it produced less pressure ratio than the G5 configuration at design speed (%100). G7, G8, and G9 configurations, in other words, grooves that placed %70, %80, and %90 of the axial chord, gave similar stall margin increase and performance. These results are conflicting with the literature. For this reason, it is thought that these configurations delivered only numerical stability.



# 1. GİRİŞ

## 1.1 Tezin Amacı

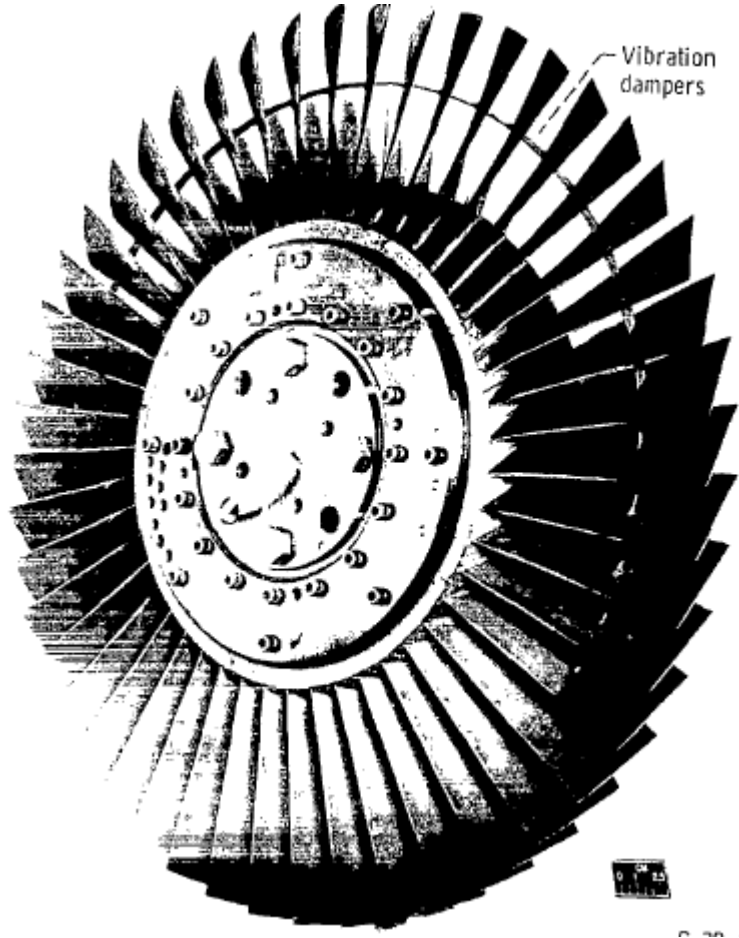
Tez kapsamında literatürde aksenel kompresörlerde kararlı çalışma aralığını genişleten gövde işleme, Kale ARGE tarafından üretilen dört kademeli transonik kompresörün ilk kademesine uygulanmıştır. Böylelikle kompresörün kararlı çalışma aralığı genişletilmek istenmiştir. Farklı aksenel lokasyonlara uygulanan çevresel yiv konfigürasyonu numerik olarak analiz edilerek, kompresör kademesinin kararlı çalışma aralığına ve performansına (verim) olan etkisi incelenmiştir.

## 1.2 Literatür Araştırması

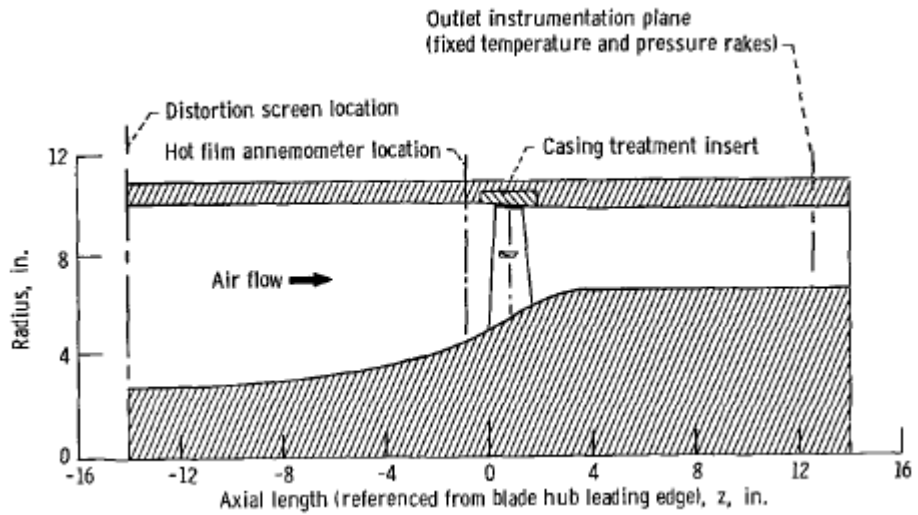
Eksenel kompresörlerin daha geniş bir aralıkta kararlı bir şekilde çalışması önemli bir tasarım amacıdır. Modern kanat tasarım metotlarına ek olarak geçmişten günümüze bu kararlı çalışma aralığını genişletecek farklı teknikler denenmiştir. Bunlardan öne çıkan bir metot ise gövde işleme olmuştur.

İlk olarak NASA'da gözenekli gövdeler ile yapılmış testlerde, Bailey ve Voit (1970) bu farklı gövdelerin kompresörün kararlı çalışma aralığını genişlettiğini gözlemlemişlerdir. Bu çalışmanın hemen ardından yeni bir test serisi başlatılarak 4 farklı gövde tasarımının kompresörün kararlı çalışma aralığına olan etkisini incelemek istemişlerdir. Bu çalışmada kullanılan dört farklı gövde tasarımı ; delikli(perforated), bal peteği(honeycomb), yiv (grooves) ve yuvalı (slots) şeklindedir. Bu çalışmada kullanılan rotor giriş tip çapı 50.22 cm , çıkış tip çapı 49.63 cmdir. Giriş göbek-tip çap oranı ise 0.51, kanat sayısı 47'dir. Katılık oranı ise buradan rotor tip kısmında 1.48 hesaplanmaktadır. Kompresör tasarım deviri 16000 d/d, tasarım debisi ise 29.62 kg/s'dir. Test edilen kompresörün tasarım parametreleri Ball ve diğ.(1971) yayınladığı rapordan incelenebilir. Şekil 1.1'de test edilen kompresör, Şekil 1.2'de ise test düzeneğinin ve gövde işlemenin yeri meridyenel bakış ile görülebilir. Osborn ve diğ.(1971) bu kompresör ve gövde işlemler ile yapılan test sonuçlarını

raporlamışlardır. Çizelge 1.1’de bu çalışmaya konu olan gövde işleme tiplerinin detayları görülebilir.



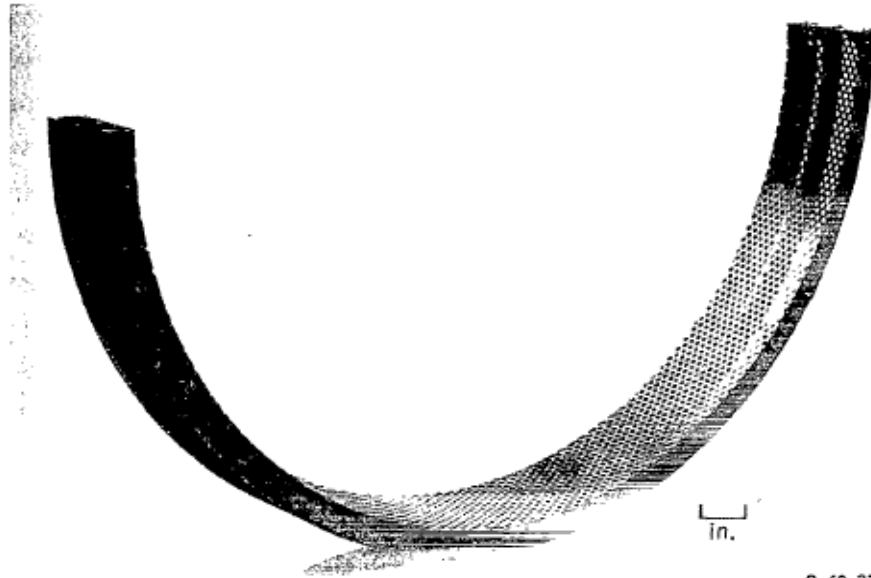
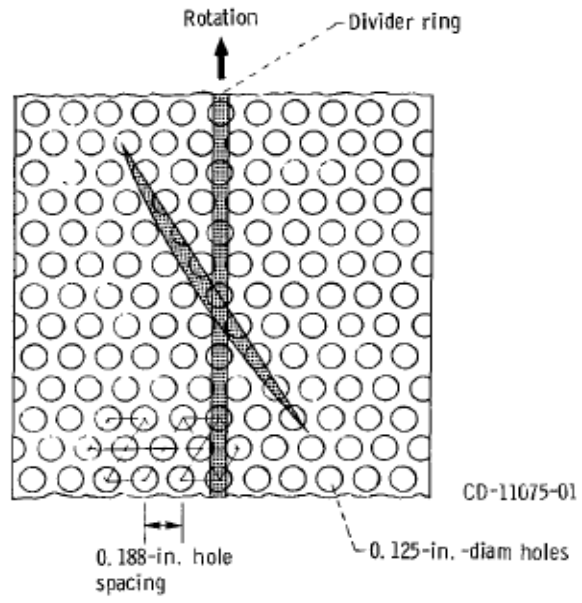
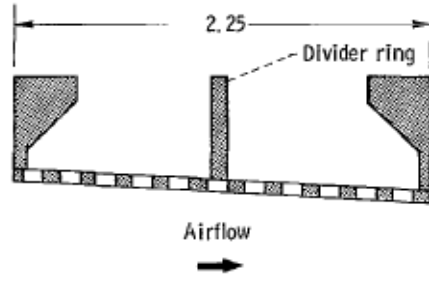
Şekil 1.1 : Testi yapılan kompresör (Osborn ve diğ, 1971).



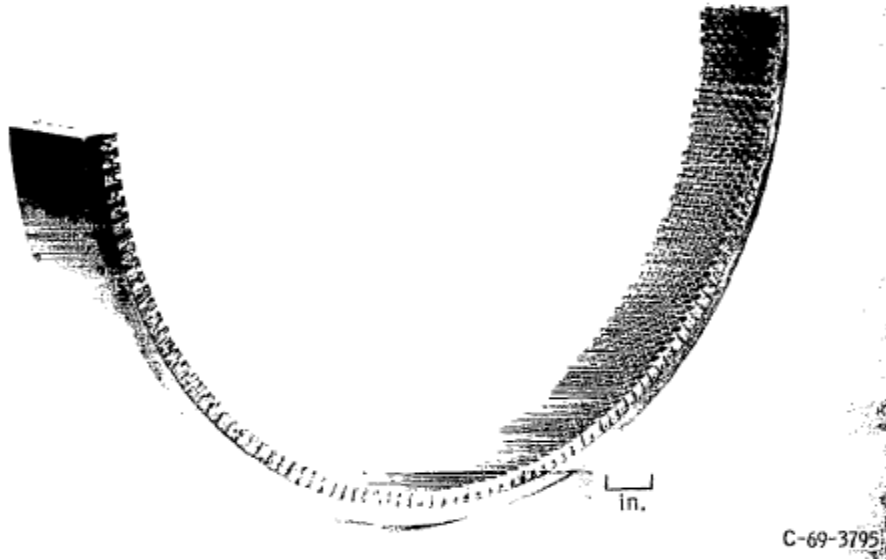
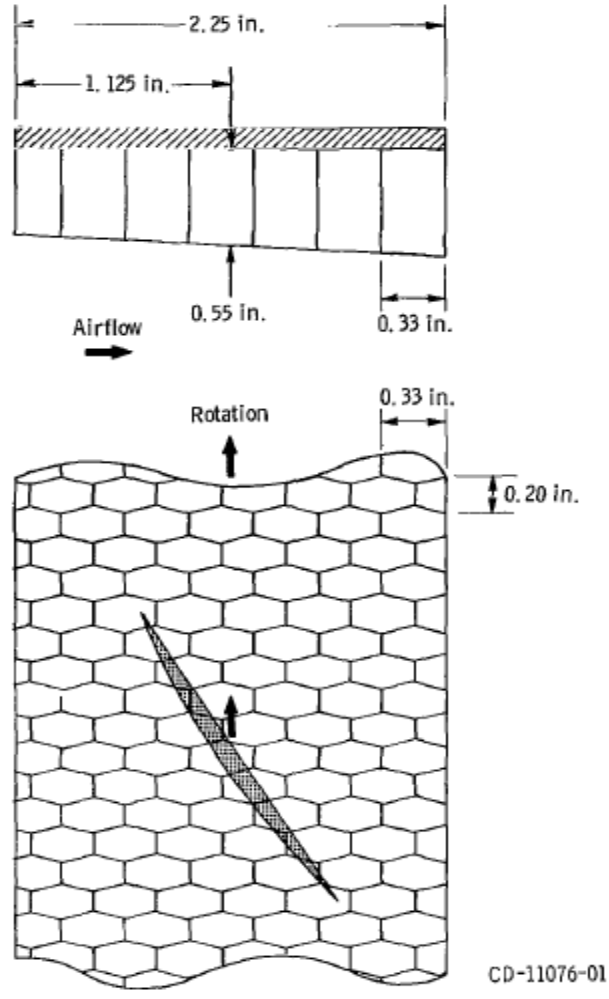
Şekil 1.2 : Gövde işleme (casing treatment) yeri, meridyenel bakış (Osborn ve diğ, 1971).

**Çizelge 1.1:** İşlenmiş gövdelerin detayları (Osborn ve diğ, 1971).

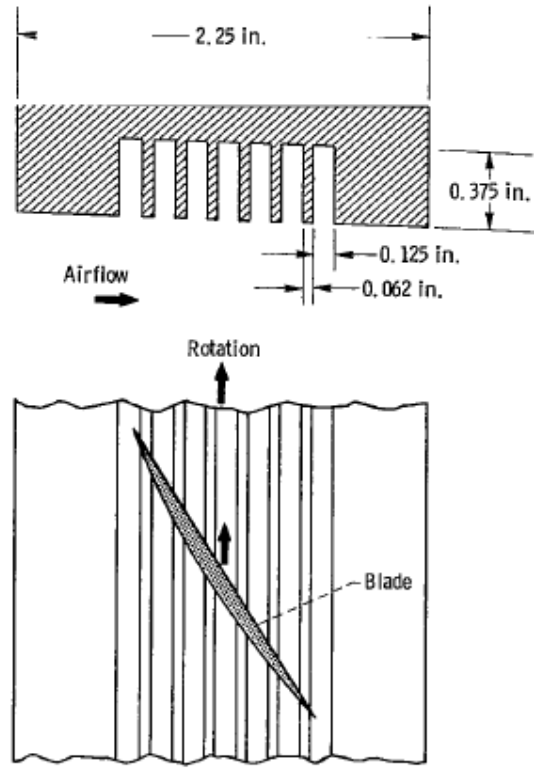
İşlem Tipi	Gövde işleme tipi	Açık alan(yüzde)	Tip kısım bağlantısı
Delikli (perforated sheet) Şekil 1.3	0.0159cm çaplı delik 0.277cm delik merkezleri arası	30	Açık
	0.318cm çaplı delik, 0.478cm delik merkezleri arası	40	Açık
Bal peteği (Honeycomb) Şekil 1.4	Derin (1.40cm, ortalama) <sup>a</sup> , ufak cep(0.48x0.28cm)	99	Kapalı
	Sığ (0.82cm, ortalama) <sup>a</sup> , ufak cep(0.48x0.28cm)	99	Kapalı
	Derin (1.40cm, ortalama) <sup>a</sup> , büyük cep(0.84x0.51cm)	99	Kapalı
Çevresel yiv (circumferentially grooved) Şekil 1.5	7 yiv, 0.32cm genişlik 0.95 cm derinlik(ortalama) 0.16cm yivler arası boşluk	67	Kapalı
Eksenel Yuvalı (axially slotted) Şekil 1.6	576 yuva, 0.18cm genişlik 1.63cm derinlik(ortalama) 0.089cm yuvalar arası boşluk	67	Açık
Eğri Yuvalı (skewed slotted) Şekil 1.7	288 yuva, radyal açı 60°, 0.18cm genişlik, 1.63 derinlik (ortalama) 0.089cm yuvalar arası boşluk	67	Açık
	Üstte yer alan tasarım, tip bağlantı kısmı farklı	67	Kapalı
Kanat açısına paralel yuvalı (Blade angle slotted) Şekil 8	(a) 310 yuva tip kısmındaki kanat açısına göre yerleştirilmiş, 0.18cm genişlik- 1.63cm ortalama derinlik 0.09cm yuvalar arası boşluk; Uzun yuva(eksenel kord boyundan uzun): 3.18cm eksenel uzunluk Şekil 9.a	67	Açık
	(a) Üstte yer alan tasarım, tip bağlantı kısmı farklı	67	Kapalı
	(b) Tasarım (a) ile aynı, daha sığ yuva derinliği(0.81cm) Şekil 9.b	67	Kapalı
	(c) Tasarım (b) ile aynı, daha kısa yuvalar 1.60 cm Şekil 9.c	67	Kapalı



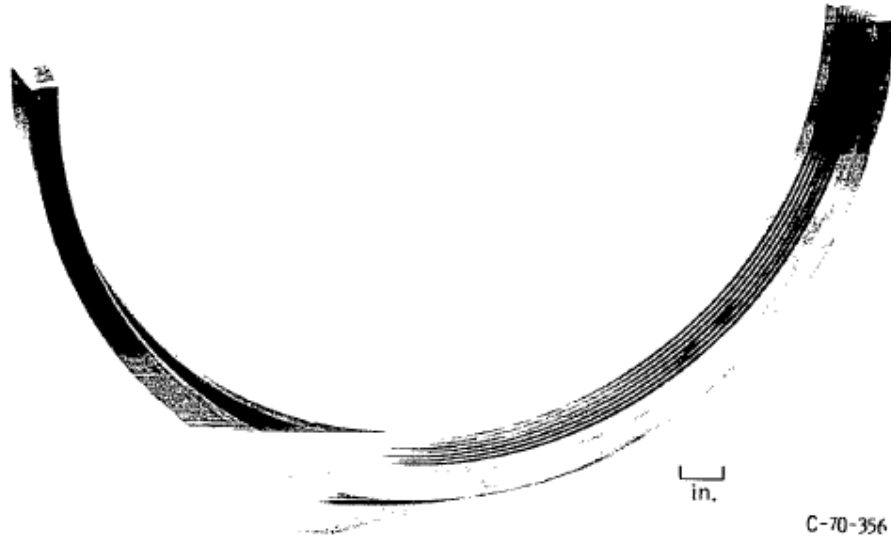
Şekil 1.3 : Delikli gövde konfigürasyonu (Osborn ve diğ, 1971).



Şekil 1.4 : Bal peteği konfigurasyonu (Osborn ve diğ, 1971).

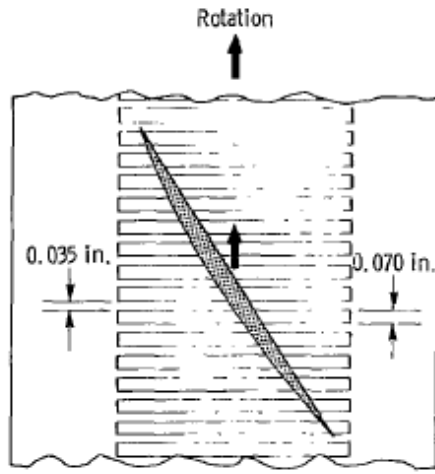
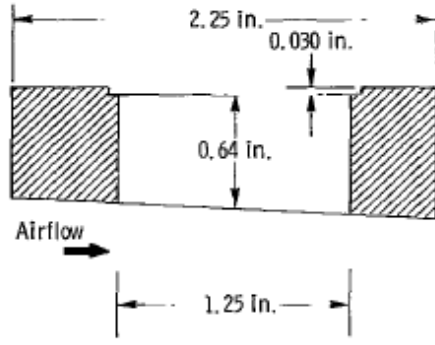


CD-11077-01

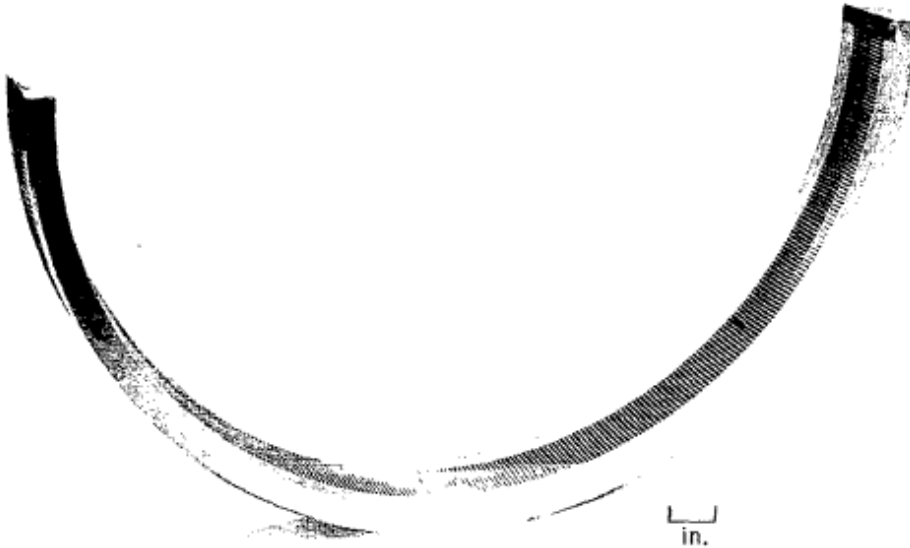


C-70-356

Şekil 1.5 : Çevresel yiv konfigürasyonu (Osborn ve diğ, 1971).

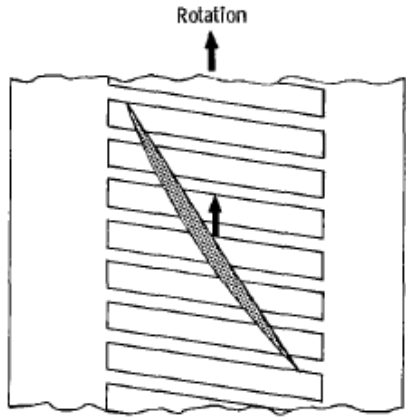
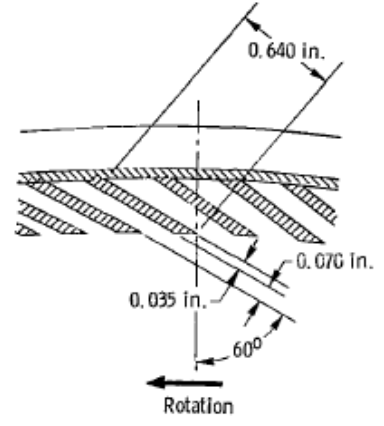
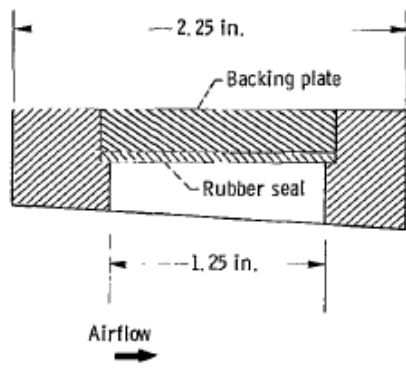


CD-11078-01

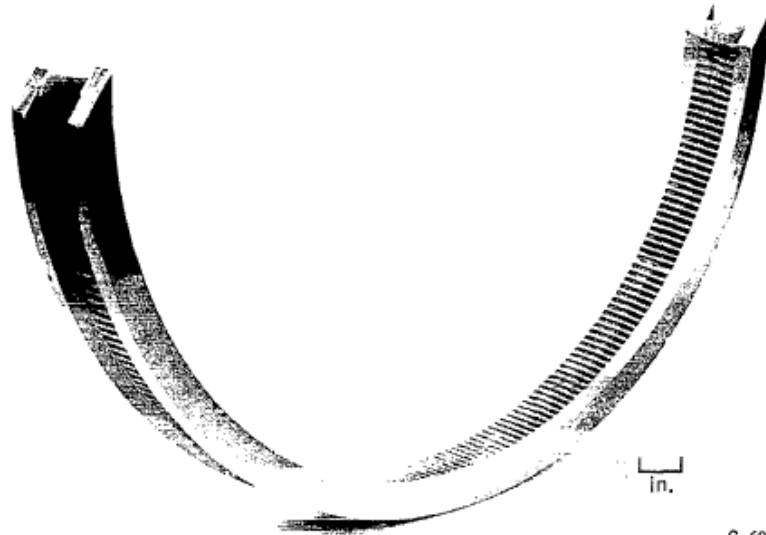


C-70-357

Şekil 1.6 : Eksenel yuvalı konfigürasyon (Osborn ve diğ, 1971).

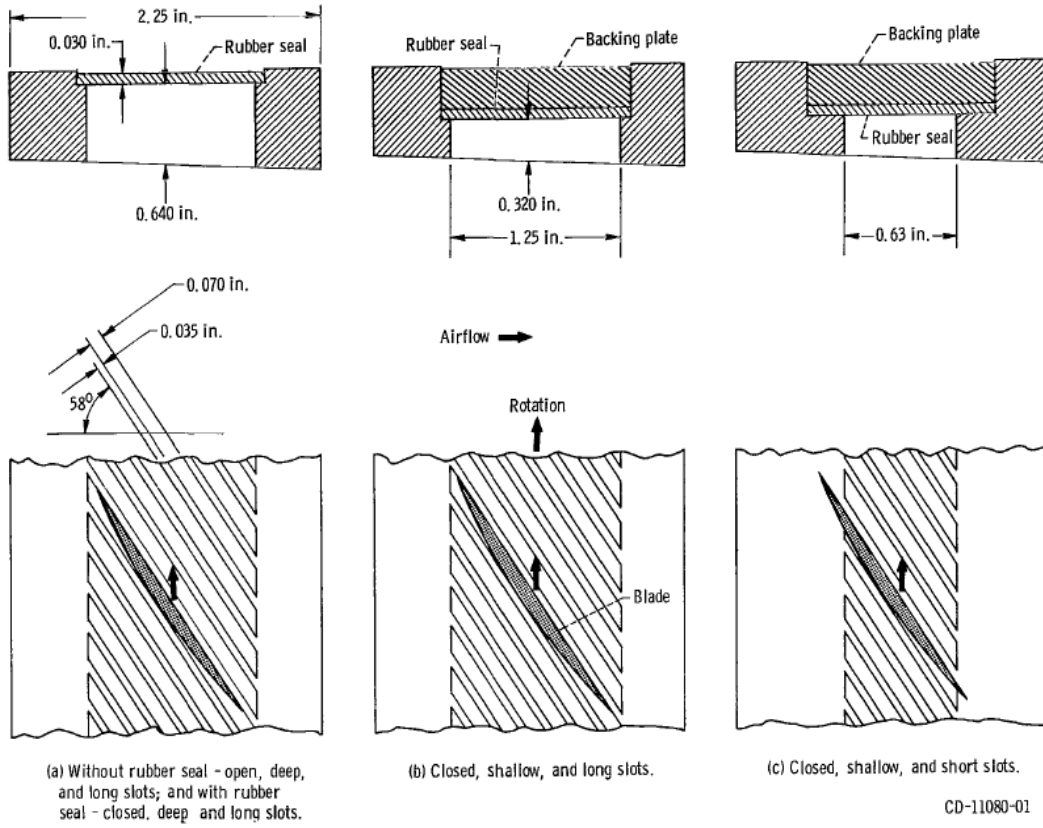


CD-11079-01



C-69-3794

Şekil 1.7 : Eğri yuvalı konfigürasyon (Osborn ve diğ, 1971).



Şekil 1.8 : Kanat açısına paralel yerleştirilmiş konfigürasyon (Osborn ve diğ, 1971).

Osborn ve diğ. (1971) yapmış olduğu bu çalışma kompresörün kararlı çalışma aralığını değiştirebilen farklı geometrik konfigürasyonların test edildiği önemli bir çalışmadır. Bu geometrik konfigürasyonlar Şekil 1.3-1.8'ten incelenebilir. Çizelge 1.2'de ise bu konfigürasyonların test sonuçları özetlenmiştir. Kararlı çalışma aralığı değişimi; düz, yani işlenmemiş gövde referans alınarak belirtilmiştir. Test sonuçları uniform giriş ve radyal bozuntulu giriş olarak ikiye ayrılmıştır.

Delikli konfigürasyon kompresörün kararlı çalışma aralığını çok az değiştirmiştir. Radyal bozuntu koşulu ile testi yapılmamıştır.

Bal peteği konfigürasyonu hem uniform hem de radyal bozuntulu giriş şartı ile kararlı çalışma aralığını genişletmiştir. Hücre derinliği azaltıldığında (sığ hücre) kararlı çalışma aralığı çok az değişmesine rağmen verim kaybı fazla olmuştur. Bu yüzden sığ ve ufak hücreli bal peteği konfigürasyonu radyal bozuntu ile test edilmemiştir.

Çevresel yiv konfigürasyonu uniform ve radyal bozuntulu giriş şartı ile hem kararlı çalışma aralığını genişletip hem de verim artışı sağlamıştır. Bu konfigürasyon diğerleri ile kıyaslandığında en masrafsız olarak uygulanabilecek işlem olduğundan bu sonuç önemlidir.

Eksenel yuvalı konfigürasyon %100 hızdayken zarar gördüğü için veri toplanmamıştır. %90 hızda ise kararlı çalışma aralığında genişleme, fakat verimde düşüş gözlenmiştir.

Eğri yuvalı konfigürasyon hem uniform hem de radyal bozuntulu giriş şartı ile kararlı çalışma aralığını en fazla genişleten konfigürasyon olmuştur. Uniform giriş şartında verimde düşüş, radyal bozuntulu giriş şartında ise verimde artış görülmüştür. Bu konfigürasyonda tip bağlantı kısmını kapatmak elde edilen kararlı çalışma aralığını %25 oranında daraltmıştır.

Kanat açısına paralel yuvalı uzun konfigürasyon kararlı çalışma aralığını çok az genişletmiştir. Fakat işlenmemiş gövde ile kıyaslandığında verim kaybı %8'den fazla olmuştur. Radyal bozuntulu giriş şartıyla ise kararlı çalışma aralığında gözle görülür bir genişleme sağlanmıştır.

Kanat açısına paralel yuvalı konfigürasyonda en başarılı sonuç kısa yuvalı olan konfigürasyon ile alınmıştır. Uniform giriş şartında, eğri yuvalı konfigürasyondan sonra ikinci en yüksek kararlı çalışma aralığı genişlemesi, verimde ise yivli konfigürasyondan sonra ikinci en yüksek verim gözlemlenmiştir. Radyal bozuntulu

giriş şartında ise en yüksek verim bu konfigürasyon ile görülmüştür. Çizelge 1.3'te ise en başarılı konfigürasyonların sonuçları %100, %90 ve %70 hız için özetlenmiştir.

**Çizelge 1.2:** Tasarım hızında (%100) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).

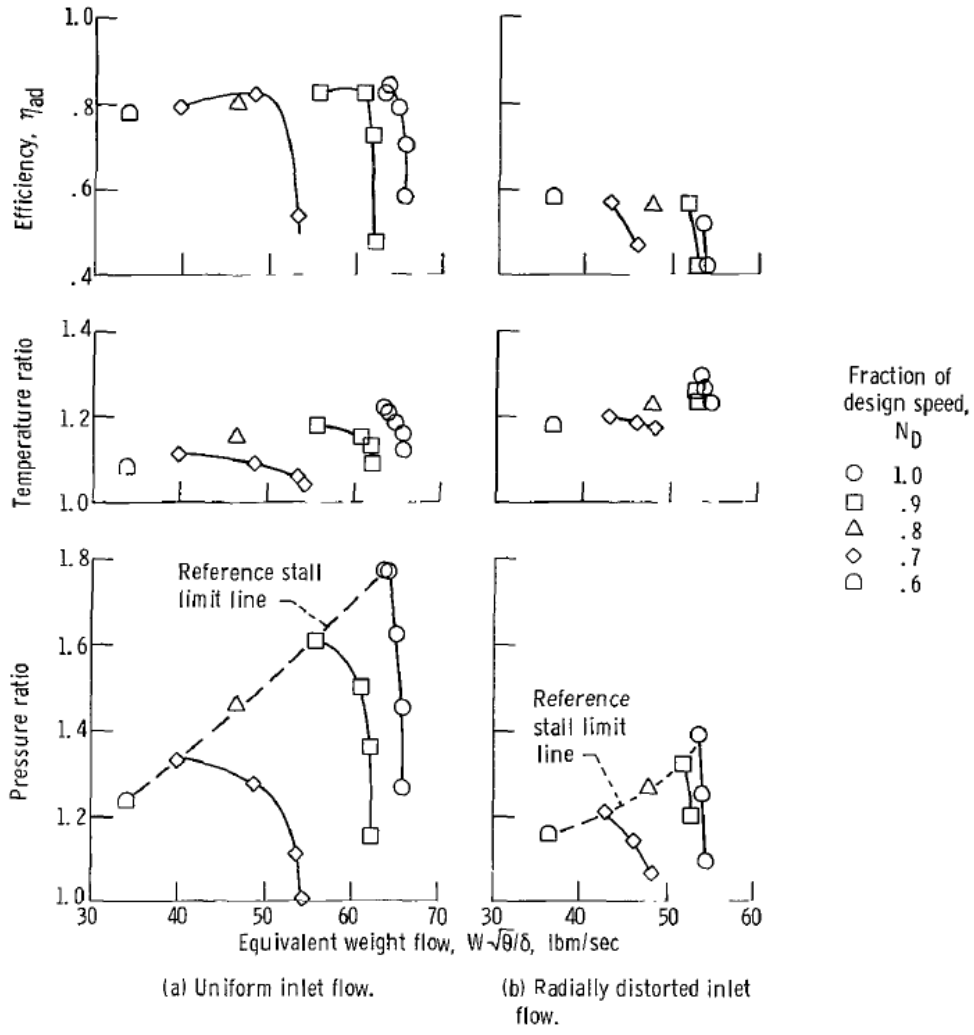
Gövde İşleme Tipi	Üniform Giriş		Radyal Bozuntulu Giriş	
	Kararlı çalışma aralığı değişimi	Maksimum verim	Kararlı çalışma aralığı değişimi	Maksimum verim
İşlenmemiş gövde	referans	0.841	referans	0.512
Büyük delikli konfigürasyon	0	0.839	test edilmedi	test edilmedi
Küçük delikli konfigürasyon	1.3	0.820	test edilmedi	test edilmedi
Derin ve ufak hücreli bal peteği konf.	12.0	0.817	3.9	0.528
Sığ ve ufak hücreli bal peteği konf.	11.0	0.767	test edilmedi	test edilmedi
Çevresel yiv konf.	13.5	0.858	5.9	0.583
Eksenel yuvalı konf. (%90 hızda)	15.8	0.780	test edilmedi	test edilmedi
Eğri yuvalı konf. (tip bağlantısı açık)	20.7	0.771	19.1	0.576
Eğri yuvalı konf. (tip bağlantısı kapalı)	15.3	0.793	15.0	0.571
Kanat açısına paralel yuvalı konf. (derin, uzun, tip bağlantısı açık)	kararlı çalışma aralığı daralmıştır	0.759	140	0.49
Üstteki konfigürasyon sadece tip bağlantı kısmı kapalı	kararlı çalışma aralığı daralmıştır	0.774	52.8	0.512
Kanat açısına paralel yuvalı (sığ, uzun, tip kısmı kapalı )	kararlı çalışma aralığı değişmemiştir	0.769	39.7	0.508
Kanat açısına paralel yuvalı (sığ, kısa, tip kısmı kapalı)	17.5	0.847	13.3	0.587

**Çizelge 1.3:** En başarılı konfigürasyonların sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).

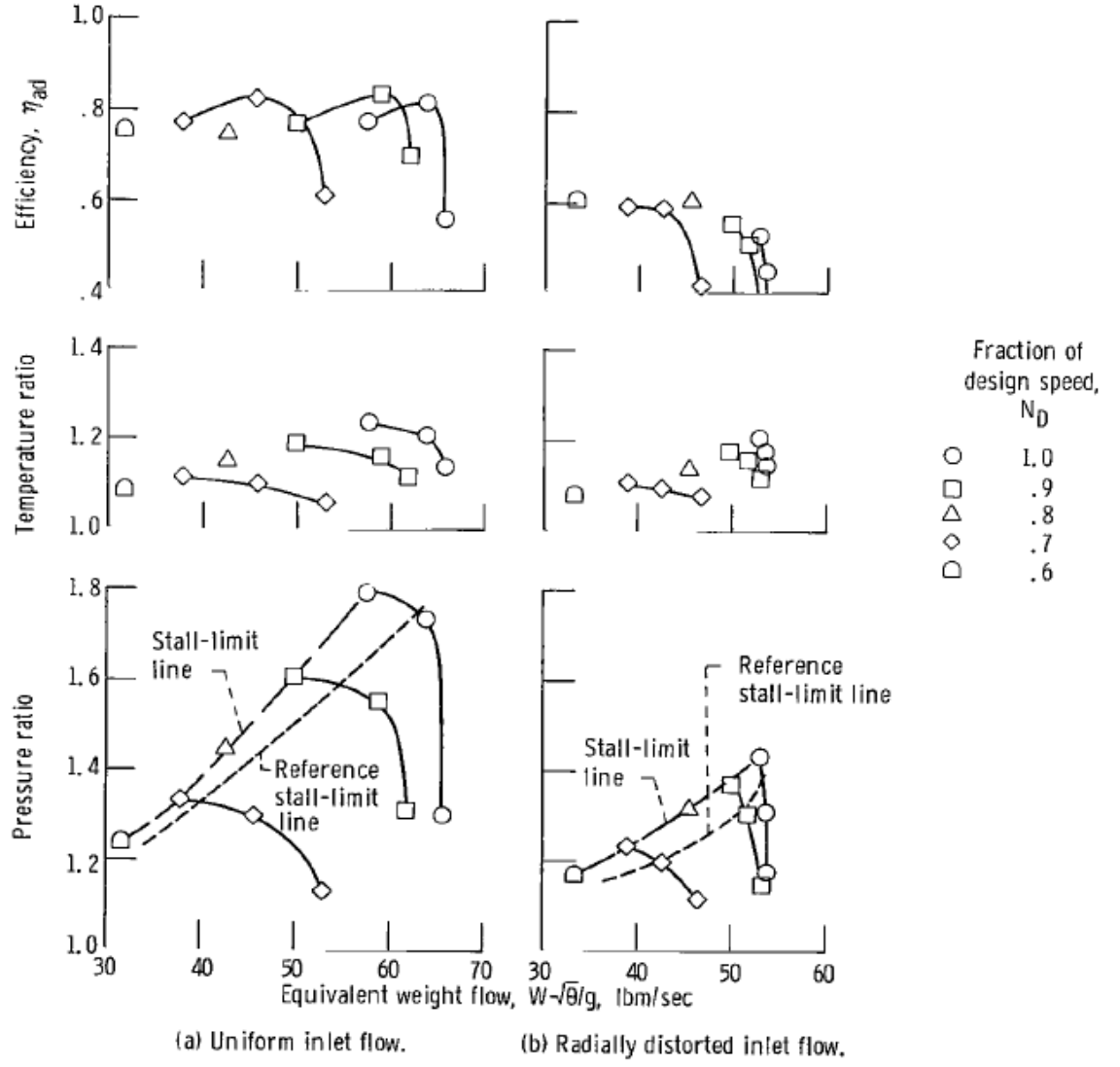
Konfigürasyon	Hız	Uniform giriş şartı		Radyal bozuntulu giriş	
		Kararlı çalışma aralığı değişimi	Rotor maksimum verimi	Kararlı çalışma aralığı değişimi	Rotor maksimum verimi
Referans gövde	1.0	0	0.841	0	0.512
	0.9	0	0.829	0	0.530
	0.7	0	0.823	0	0.565
Eğri yuvalı konf. (tip bağlantısı açık)	1.0	20.7	0.771	19.1	0.576
	0.9	18.0	0.807	27.5	0.599
	0.7	20.6	0.806	22.5	0.605
Eğri yuvalı konf. (tip bağlantısı kapalı)	1.0	15.3	0.793	15.0	0.571
	0.9	13.1	0.787	x	x
	0.7	15.9	0.787	x	x
Kanat açısına paralel yuvalı konf. (sığ, kısa, tip kısmı kapalı)	1.0	17.5	0.847	13.3	0.587
	0.9	13.4	0.849	16.2	0.611
	0.7	10.6	0.848	15.4	x
Çevresel yiv konf.	1.0	13.5	0.849	5.9	0.583
	0.9	9.3	0.869	8.8	0.622
	0.7	1.1	0.849	2.9	0.626
Bal peteği konf. (derin, ufak cepli)	1.0	12.1	0.817	3.9	0.528
	0.9	11.9	0.835	8.0	0.550
	0.7	4.9	0.824	12.9	0.589

\*x = test edilmemiştir.

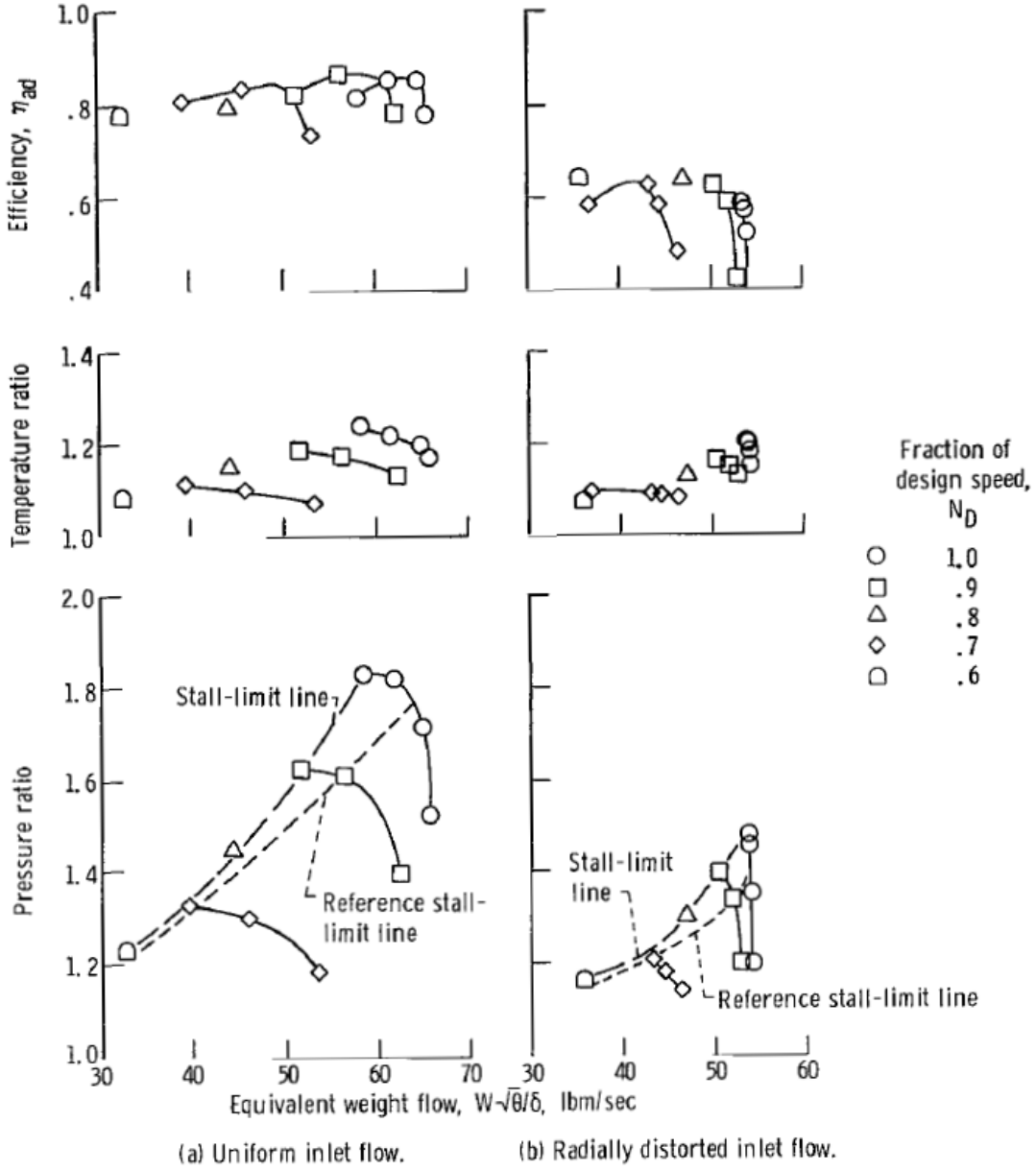
Şekil 1.9'dan Şekil 1.14'e kadar uniform ve radyal bozuntulu akış ile yapılmış testlere ait sonuçlar gösterilmiştir. Burada verim, sıkıştırma oranı ve sıcaklık oranı gibi sonuçlar ile boyutsuz debi ilişkisi gösterilmiştir.



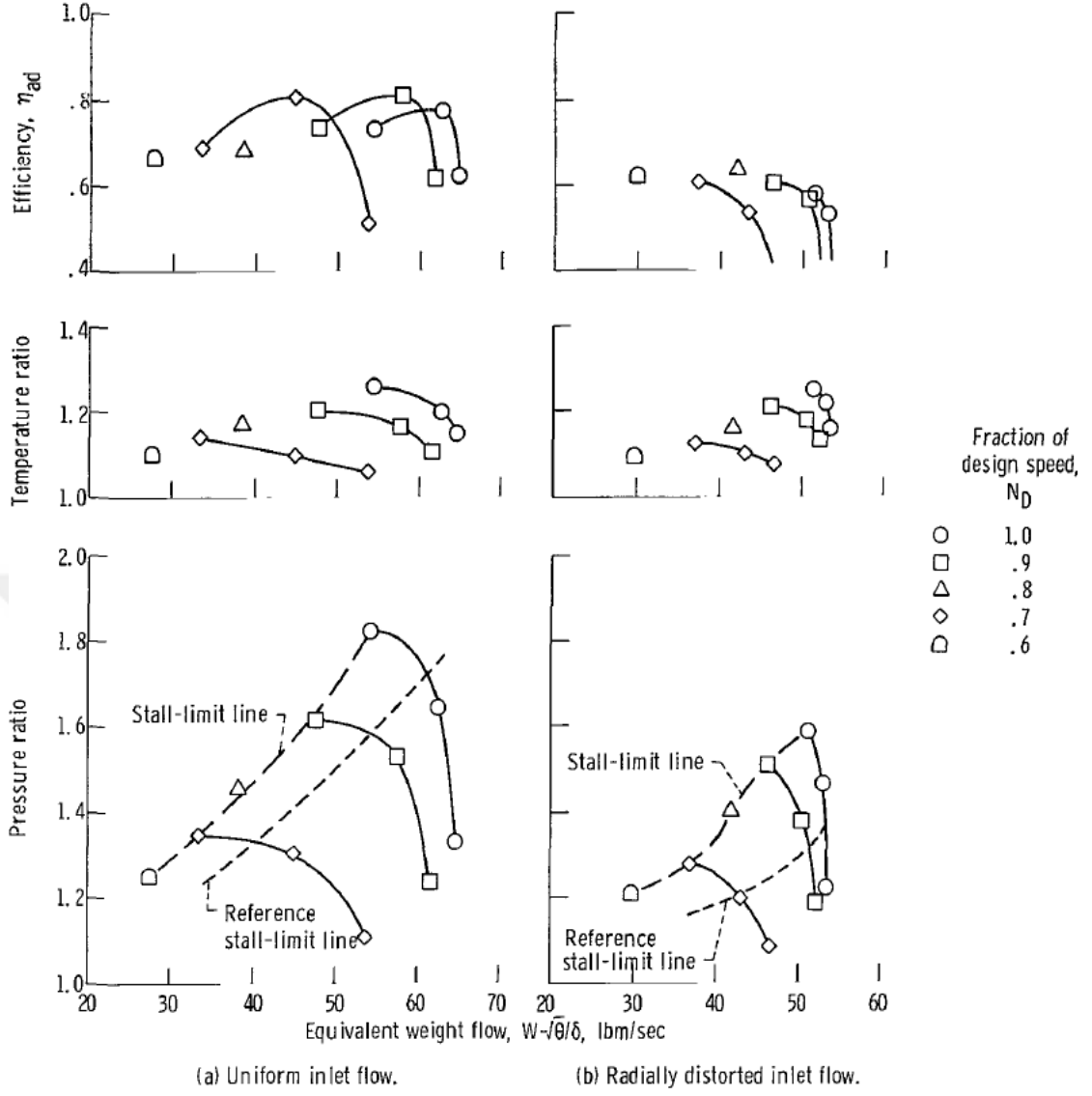
Şekil 1.9 : İşlenmemiş (referans) gövdenin performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).



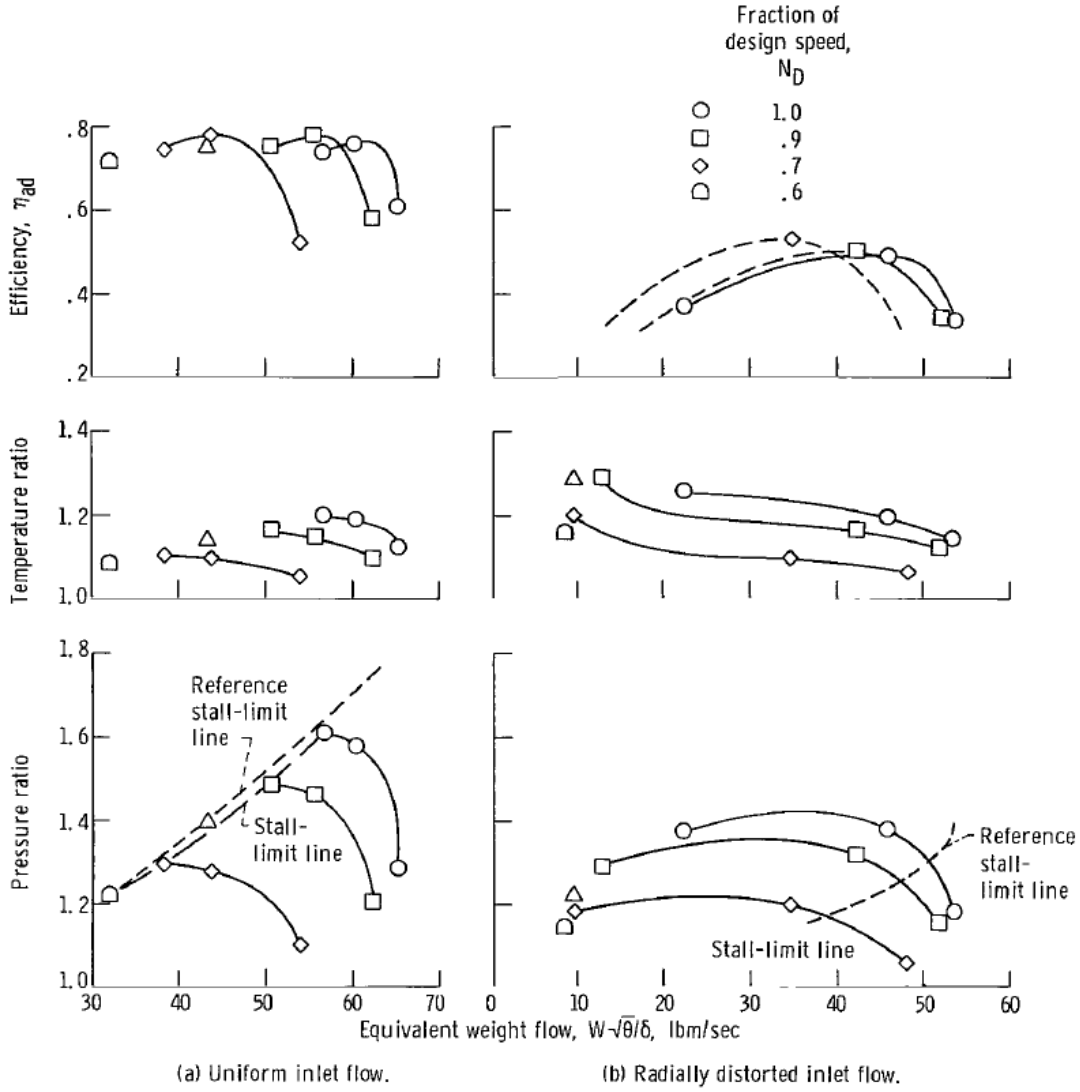
Şekil 1.10 : Bal peteği konfigürasyonu ( derin ve küçük cepli) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).



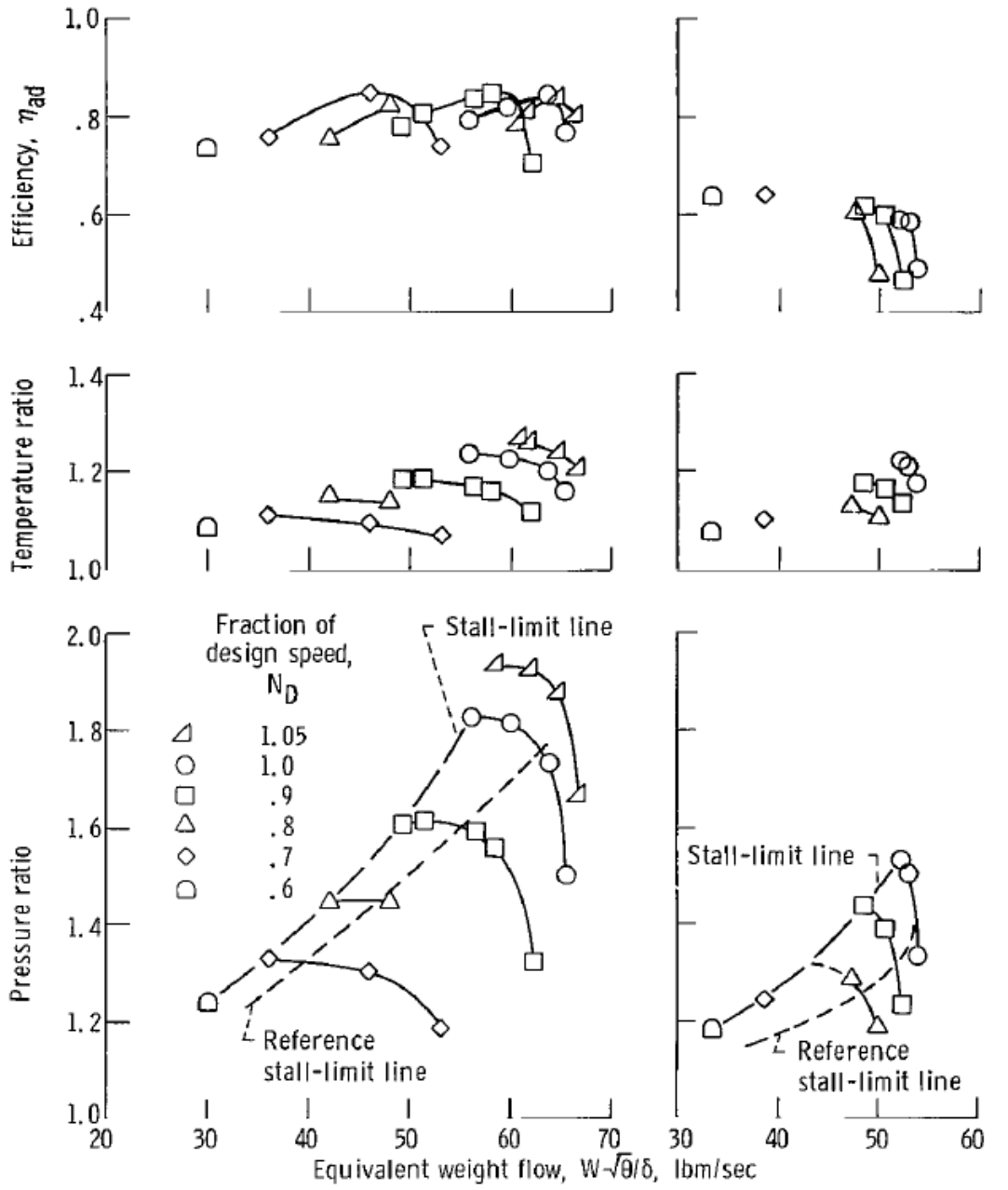
Şekil 1.11 : Çevresel yiv konfigürasyonu performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).



Şekil 1.12 : Eğri yuvalı konfigürasyon (tip bağlantısı açık) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).



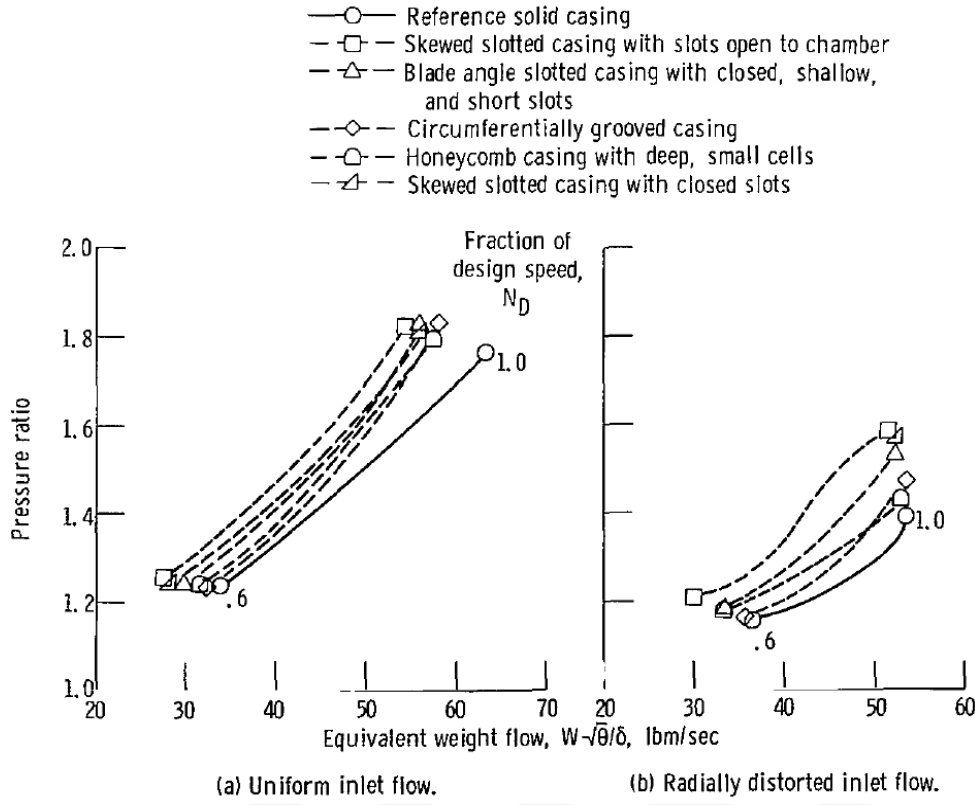
**Şekil 1.13 :** Kanat açışına paralel konfigürasyon (derin, uzun, tip bağlantısı açık) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).



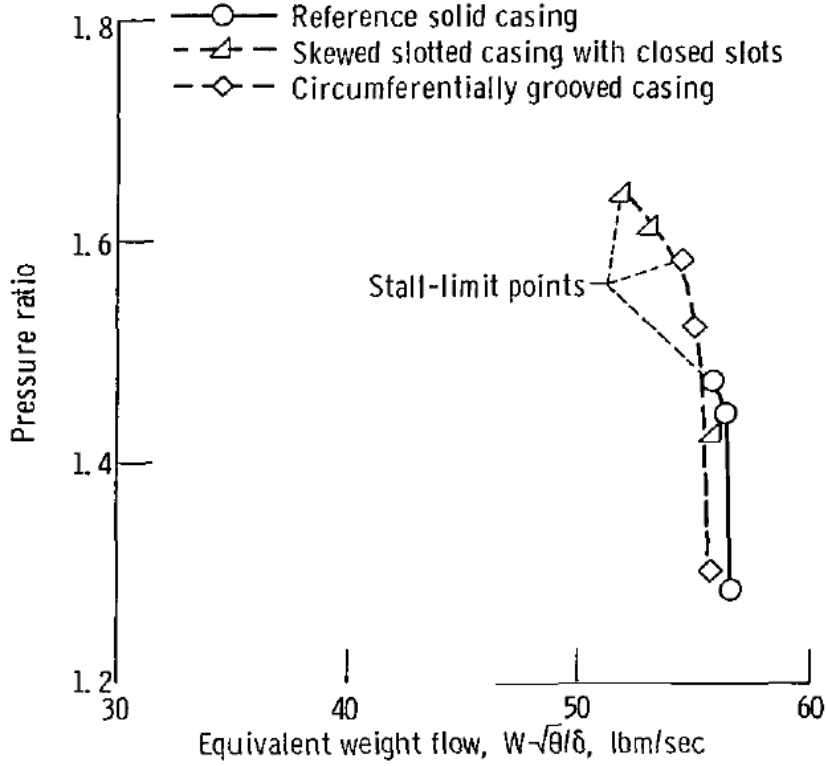
(a) Uniform inlet flow.

(b) Radially distorted inlet flow.

**Şekil 1.14** : Kanat açışına paralel konfigürasyon (sığ, kısa, tip bağlantısı kapalı) performans sonuçları (Osborn ve diğ, 1971).



Şekil 1.15 : Kararlı çalışma limitleri karşılaştırması (Osborn ve diğ,1971).



Şekil 1.16 : Kararlı çalışma limitleri karşılaştırması-çevresel bozuntulu giriş şartı ile (Osborn ve diğ, 1971).

Şekil 1.15'te kararlı çalışma aralığı sınırının bu farklı konfigürasyonlar ile karşılaştırılması verilmiştir. Şekil 1.16'da ise çevresel bozuntu ile test edilmiş konfigürasyonlara ait kararlı çalışma sınırları karşılaştırılmıştır. Eğri yuvalı konfigürasyon (tip bağlantısı kapalı) %19.7'lik kararlı çalışma aralığı genişlemesi sağlayıp, maksimum verimi 0.622 olmuştur. Çevresel yiv konfigürasyonu ise %10.7'lik kararlı çalışma aralığı genişlemesi sağlayarak, maksimum verimi 0.671 olmuştur. Bu iki sonuçta radyal bozuntulu akış şartı ile yapılan testlerden daha iyi sonuç vermiştir.

Literatürde bal peteği konfigürasyonu ile ilgili sonuçlar değişmektedir. Osborn ve diğ.(1971) bal peteklerini radyal doğrultuda yerleştirmişlerdir ve sonuçlar Çizelge 1.2'den incelebilir. Oscarson ve Wright (1970) ise 70° açılı yerleştirilmiş pal peteği konfigürasyonu ile yaptıkları başka bir çalışmada ise daha iyi sonuçlar elde etmişlerdir. Bu çalışmanın sonuçları ise Çizelge 1.4'ten görülebilir. Kararlı çalışma aralığında kayda değer bir genişleme olmasına rağmen verimde de ise yüksek kayıplar görülmüştür. Harley ve diğ.(1971) yaptıkları çalışmada ise radyal bozuntulu giriş şartıyla kararlı çalışma aralığında %7 genişleme, fakat verimde ise aynı oranda düşüş gözlenmiştir. Oscarson ve Wright (1970) ile Harley ve diğ.(1971) yaptıkları çalışmada kullanılan kompresörler sadece rotor değil rotor ve statordan oluşmaktadır.

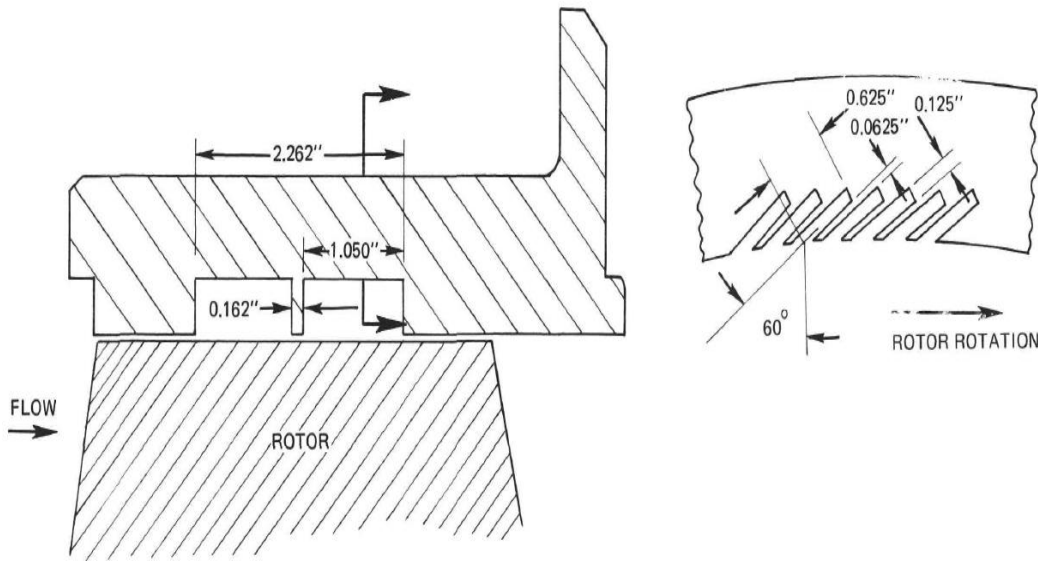
**Çizelge 1.4:** %100 hızda eğri (skewed) yerleştirilmiş bal peteği konfigürasyonuna ait sonuçlar (Oscarson ve Wright, 1970).

Giriş şartı	Kararlı çalışma aralığı değişimi (referans gövdeye göre düzeltilmiş debi farkı %)	Verim farkı ( referansgövdeye göre %)
Üniform giriş	14	8
Radyal bozuntulu giriş	20	8
Çevresel bozuntulu giriş	13	3

Kompresörlerde rotor düşük hızlarda, stator ise tasarım ve daha yüksek hızlarda kararsız çalışmayı başlatır ( Oscarson and Wright, 1970). Yapılan bu ilk çalışmalarda ana hedef rotorda başlayan kararsızlığı (stallu) geciktirecek ideal gövde işleme konfigürasyonunu bulmaktır. Oscarson ve Wright (1970) bal peteği konfigürasyonu ile yaptığı testlerde tüm kompresör haritası için (%70'ten %100'e kadar olan hızlarda)

kararlı çalışma aralığının genişlediğini raporlamışlardır. Bu sonuçlar ile bu tasarımda tüm harita için kararlı çalışma sınırını belirleyen rotor kademesi olduğu anlaşılabilir. Fakat Harley ve diğ. (1971)'nin yaptığı çalışmada ise daha farklı sonuçlar ortaya çıkmıştır. Sıcak film probu ve rotor ve stator kanatları üzerine yerleştirilen deformasyon ölçerler ile (strain gauge) testler yapılmıştır. Hot film problemler ile kararsız çalışma (stall) başlangıcı tespiti ve sonrasındaki olaylar, deformasyon ölçerler ile ise hangi kademenin (rotor veya stator) kararsız çalışmayı tetiklediği tespit edilecektir. Eğer rotor kademesi kararsız çalışmaya başlarsa, önce rotor üzerindeki titreşimler artacak daha sonra stator üzerindeki titreşimler artacaktır. Eğer stator kademesi kararsız çalışmaya başlarsa rotor ve stator kademelerinde titreşimler eş zamanlı artacaktır. %65'ten %90'a kadar olan hızlarda kararsız çalışmayı tetikleyen rotor kademesi, tasarım hızında ise stator kademesi olduğu raporlanmıştır. (Harley ve diğ, 1971)

Harley ve diğ.(1971) Şekil 1.7'de kullanılan konfigürasyona benzer bir gövde işleme uygulamışlardır. Şekil 1.17'de bu konfigürasyon aktarılmıştır.



**Şekil 1.17 :** Harley ve diğ. (1971)'nin yaptığı çalışmada kullanılan gövde işleme konfigürasyonu.

Bu konfigürasyon ile rotor ve stator beraber (tüm kademe) test edilmiştir. Çizelge 5, 6 ve 7'den bu çalışmanın sonuçları görülebilir. Kararlı çalışma aralığı değişimi ve verim farkları, işlenmemiş gövde ve uniform giriş şartı ile yapılan test sonucu referans alınarak belirtilmiştir.

Çizelge 1.5'te işlenmiş gövdenin uniform giriş şartı ile elde edilmiş sonuçları incelenebilir. %95 ve %100 hızda kararlı çalışma aralığı daralmış ve verim azalmıştır. Sadece %80 hızda kararlı çalışma aralığı çok az genişlemiştir.

**Çizelge 1.5:** İşlenmiş gövde (uniform giriş şartı) ile yapılmış test sonuçları (Harley ve diğ, 1971).

Hız (%)	Kararlı çalışma aralığı değişimi (referans işlenmemiş gövdeye göre)	Maksimum verim farkı (referans gövdeye göre)
80	+3.4	0.0
90	0.0	--
95	-3.4	-1.3
100	-0.5	-2.2

Çizelge 1.6'da ise tip radyal bozuntulu giriş şartı ile yapılmış test sonuçları görülebilir. İşlenmemiş gövdeye kıyasla kararlı çalışma aralığı neredeyse iki katı kadar genişlemiştir.

**Çizelge 1.6:** Tip radyal bozuntulu giriş şartı ile yapılmış test sonuçları (Harley ve diğ, 1971).

Konfigürasyon	Hız	Kararlı çalışma aralığı değişimi (referans gövdeye göre)	Maksimum verim farkı (referans gövdeye göre)
İşlenmemiş gövde	80	-13.4	-1.3
	90	-11.3	-1.5
	95	-10.9	-0.7
İşlenmiş gövde	80	-6.9	-1.8
	90	-4.8	x
	95	-4.2	-2.0

\*x=test edilmedi.

Son olarak Çizelge 1.7'de çevresel bozuntulu giriş şartı ile yapılmış test sonuçları görülebilir. Hız azaldıkça kararlı çalışma aralığı genişlemiştir. Bu tasarımda kararsızlığı (stallu) tetikleyen rotor kademesi olduğu için azalan hızlarda görülen bu iyileşme beklenen bir sonuçtur.

Bu çalışma ile Osborn ve diğ.(1971)'nin yaptığı çalışma karşılaştırıldığında; Harley ve diğ.(1971)'nin raporladığı sonuçlar çok daha kötüdür. Bunun sebebi stator

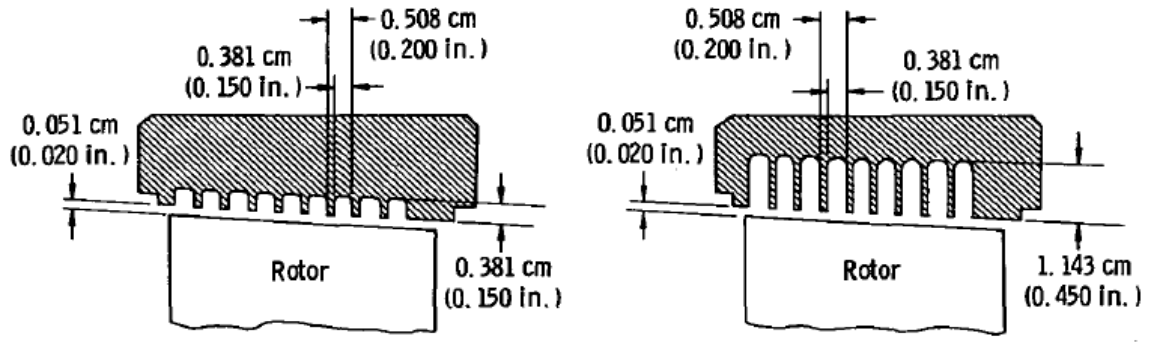
kademeleri ile beraber test edilmiş olması olabilir. Bir diğer sebep ise farklı rotor tasarımları olabilir. Harley ve diğ.(1971)'nin test ettiği rotorda tasarım noktasında 0.55 olan difüzyon sayısı minimum kararlı çalışma debisinde (stall debisinde) ise 0.63'e kadar çıkmaktaydı.. Osborn ve diğ.(1971)'nin test ettiği rotorda ise tasarım noktasında 0.47 olan difüzyon sayısı ise minimum kararlı çalışma debisinde (stall debisinde) ise 0.70'e kadar çıkmaktaydı. Buradan gövde işleminin difüzyon sayısı fazla olan tasarımlarda kararlı çalışma aralığını genişletmekte daha az başarılı olduğu sonucu çıkabilir. Bu iki çalışmada atlanan (sunulmayan) nokta ise duvar kısmındaki aerodinamik şartlardır. Bu şartlar sonuçlar üzerinde difüzyon faktöründen daha etkili olabilir.

**Çizelge 1.7:** Çevresel bozuntulu giriş şartı ile yapılmış test sonuçları (Harley ve diğ, 1971).

Konfigürasyon	Hız	Kararlı çalışma aralığı değişimi (referans gövdeye göre)	Maksimum verim farkı (referans gövdeye göre)
İşlenmemiş gövde	80	-0.8	+0.5
	90	-2.0	-0.9
	95	+1.0	-1.4
İşlenmiş gövde	80	+8.7	-0.5
	90	+5.9	x
	95	+3.0	-4.0

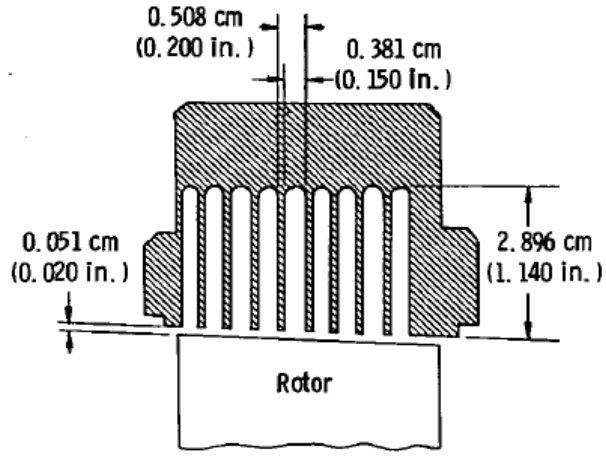
\*x=test edilmedi.

Bailey (1972) bir diğer çalışmada çevresel yiv konfigürasyonun farklı tasarımları ile testler yürütmüştür. Yivlerin derinliği, lokasyonu ve sayısını değiştirerek sonuçları raporlamıştır. Çalışmada kullanılan rotor 34 kanattan oluşup, double-circular-arc methodu ile tasarlanmıştır. Sıkıştırma oranı 1.37, debisi 119.2 kg/s, rotor tip hızı 352 m/s'dir. Buradan tip bağıl mach sayısı 1.15 ve difüzyon sayısı 0.40 gelmektedir. Stator ise 40 kanattan oluşup, 65 serisi airfoil ile (65 series airfoil sections) tasarlanmıştır. Stator göbek (hub) Mach sayısı 0.6 ve difüzyon sayısı ise 0.36'dır. Şekil 1.18'de farklı derinliklerde açılmış olan dokuz adet yiv, Şekil 1.19'da ise farklı aksel lokasyonlarda ve sayıda açılmış olan yiv konfigürasyonları görülebilir.



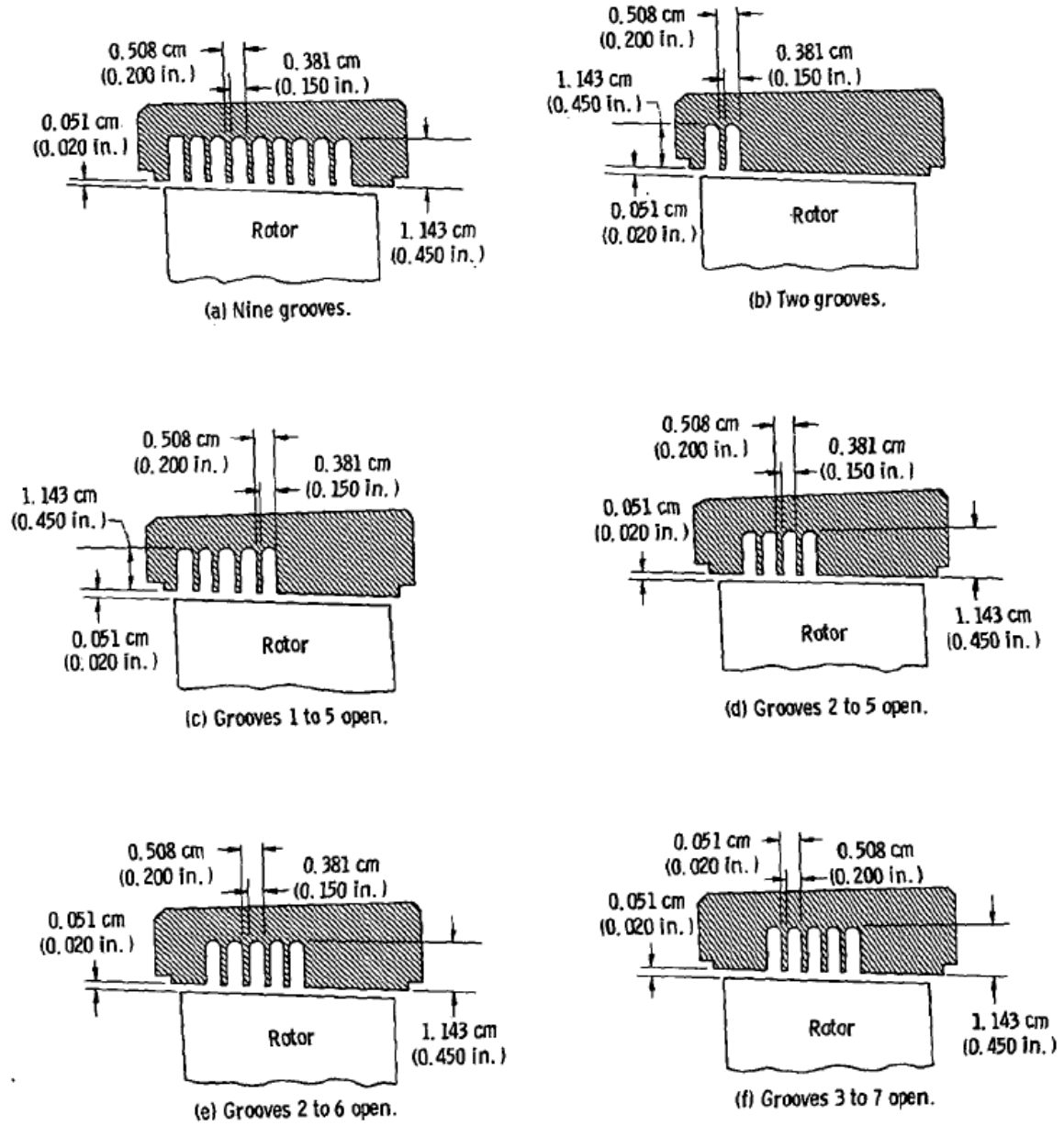
(a) 0.381 cm (0.150 in.) deep.

(b) 1.143 cm (0.450 in.) deep.



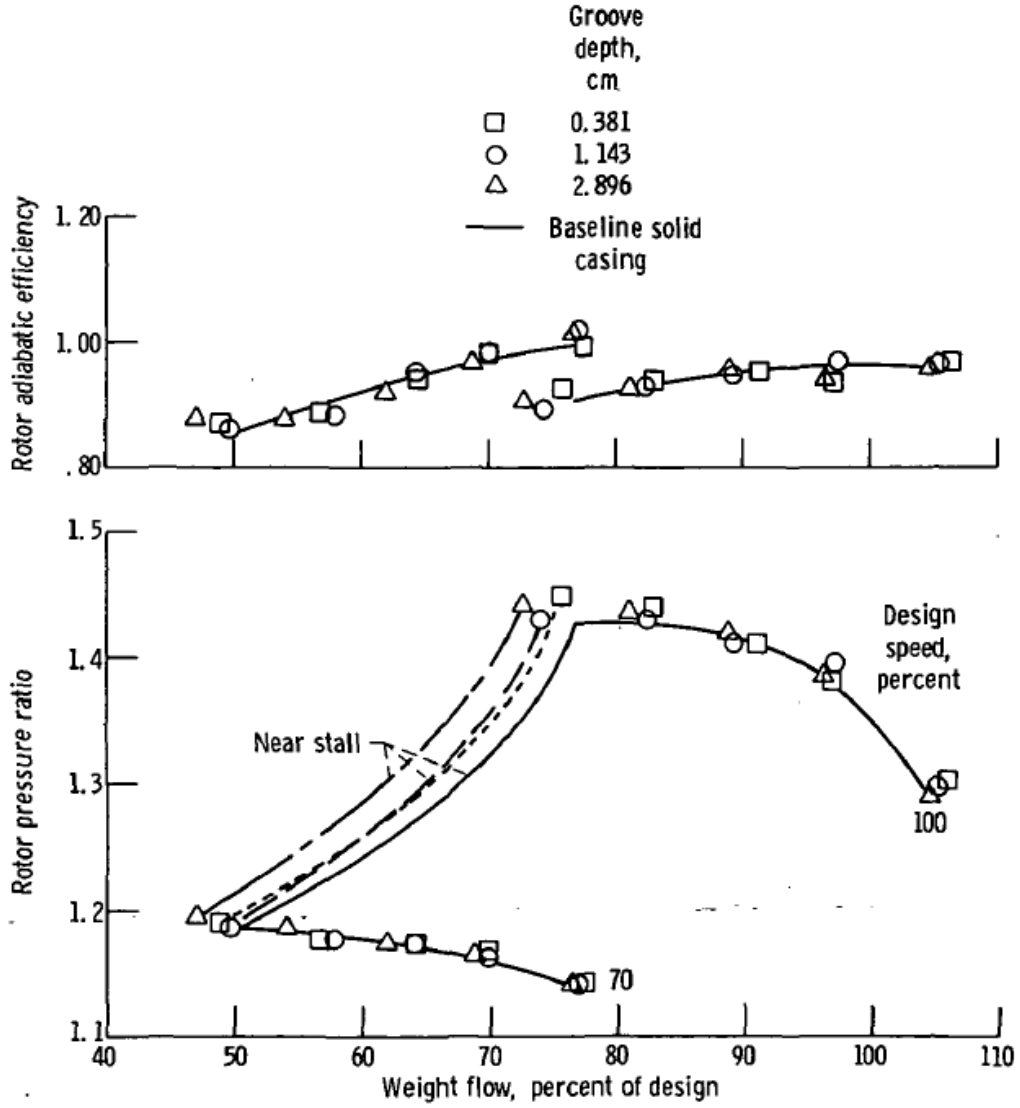
(c) 2.896 cm (1.14 in.) deep.

Şekil 1.18 : Dokuz adet üç farklı derinlikte işlenmiş olan çevresel yiv konfigürasyonları (Bailey, 1972).



**Şekil 1.19** : Farklı aksel lokasyonlarda ve sayıda açılmış olan yiv konfigürasyonları (Bailey, 1972).

Üç farklı derinlikte açılmış dokuz farklı yiv konfigürasyonları tasarım noktasında kıyaslandığında ; 0.38 cm derinlikte olan %1.5, 1.143 cm derinlikte olan %3.6, 2.896 cm derinlikte olan ise %5.7 daha az minimum kararlı çalışma debisine (referans, işlenmemiş gövdeye göre) ulaşmıştır. Üç konfigürasyonda verimde gözle görülür bir kayıp yaratmamıştır. En yüksek artış en derin konfigürasyonda sağlansa da testten sonra gövdede çatlaklar görülmüştür. Titreşimlerin bu çatlaklara sebep olduğu tahmin edilmektedir. Şekil 1.20’de üç derinlikte dokuz adet açılmış yiv konfigürasyon sonuç kıyaslaması görülebilir. Bir diğer deyişle, Şekil 1.20, Şekil 1.18’de gösterilen üç konfigürasyonun test sonuçlarıdır.

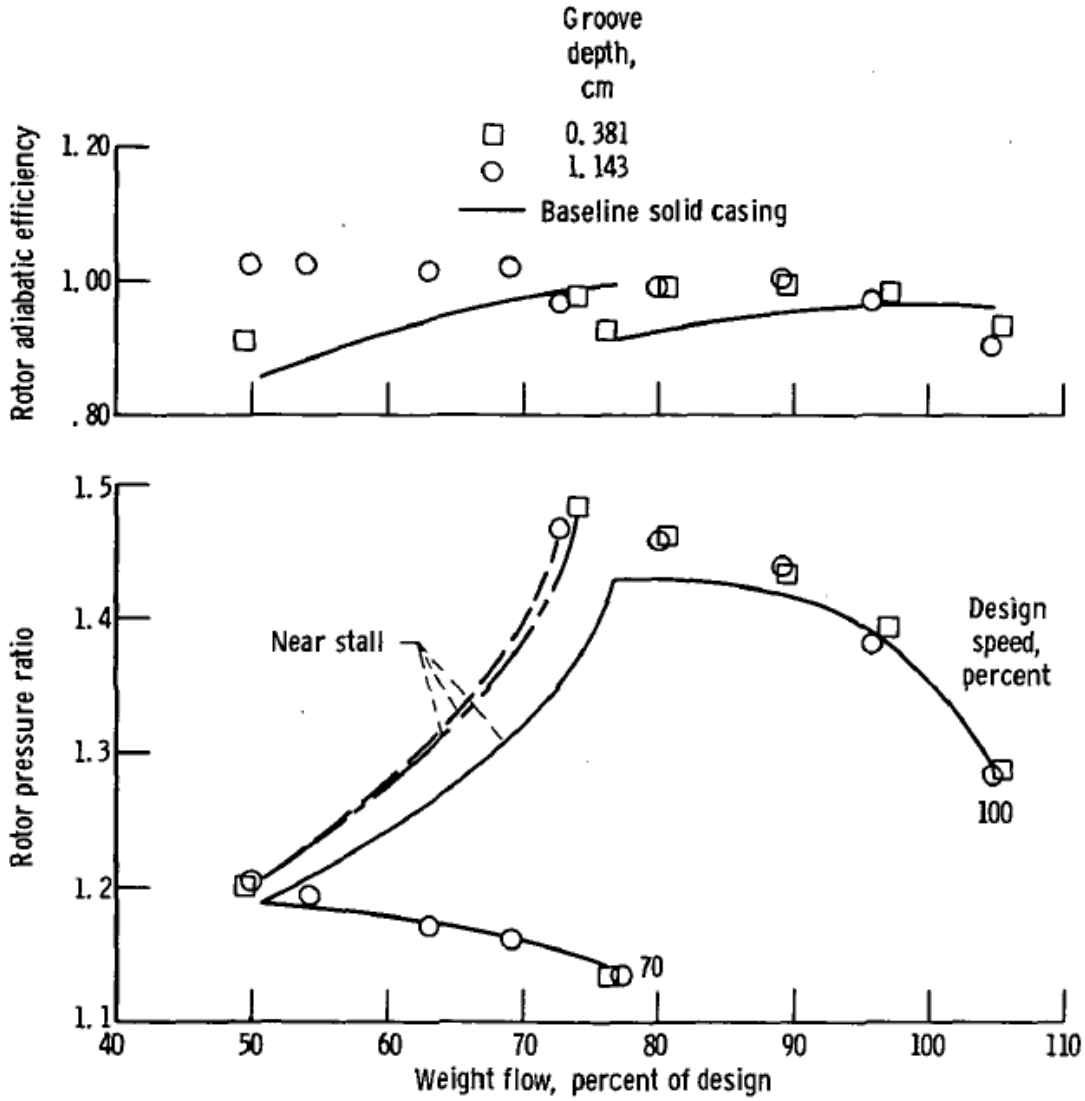


Şekil 1.20 : Dokuz adet farklı derinliklerde açılmış yiv konfigürasyon sonuçları (Bailey, 1972).

Farklı aksenal lokasyonlarda ve sayıda, 1.143cm derinlikte açılan yivler test edildiğinde ise en başarılı 2-6 arası açılmış olan konfigürasyondur. Tasarım noktasında minimum kararlı çalışma debisi (stall noktası debisi) %5.8 azalmıştır. İlk, muhtemelen ikinci yiv ve son iki yiv kararlı çalışma aralığına bir etkisi olmadığı gözlenmiştir. Diğer bir deyişle, kararlı çalışma aralığını genişleten konfigürasyonlar ilk ve son kademelerin işlenmediği konfigürasyonlardır.

Bu sonuçlardan sonra en başarılı olan 2-6 arası açılmış yiv konfigürasyonu derinliklerine göre tekrar incelenmiştir. Bu amaçla sadece 0.381cm ve 1.143 cm derinlikte olan konfigürasyonlar tekrar test edilmiştir. Şekil 1.21'de bu çalışmanın sonuçları görülebilir. Bir önceki çalışmada elde edilen sonuç gibi; derinlik arttıkça kararlı çalışma aralığı genişlemiştir. Tasarım hızında (işlenmemiş gövde ile

kıyaslandığında), 0.381cm derinlikte olan konfigürasyon %3.9, 1.143cm derinlikte olan ise %5.8 daha az minimum kararlı çalışma debisine ulaşmıştır.



Şekil 1.21 : İki farklı derinlikte 2-6 yivleri açılan gövdelerin kıyaslanması (Bailey, 1972).

Çizelge 1.8’de çalışmadaki konfigürasyonların sonuçları özetlenmiştir. %70 tasarım hızında gözlemlenen sonuçların tutarsızlığı çalışmada açıklanamamıştır. Fakat yazar, düşük hızlardaki ölçüm kalitesinin tasarım hızındaki ölçümlerden daha kötü olduğunu belirtmiştir.

**Çizelge 1.8:** Farklı konfigürasyonların sonuçları (Bailey, 1972).

Açılan yiv	Yiv derinliği (cm)	Minimum kararlı çalışma noktası debisi (% fark)	
		%100 tasarım hızı	%70 tasarım hızı
1-9	0.381	1.5	3.5
	1.143	3.6	1.6
	2.896	5.7	7.2
1-2	1.143	-0.6 <sup>x</sup>	0
1-5		2.8	2.4
2-5		4.2	3.9
3-7		5.5	4.1
2-6		5.8	1.4
2-6		0.381	3.9

x: kararlı çalışma aralığı daralmıştır.

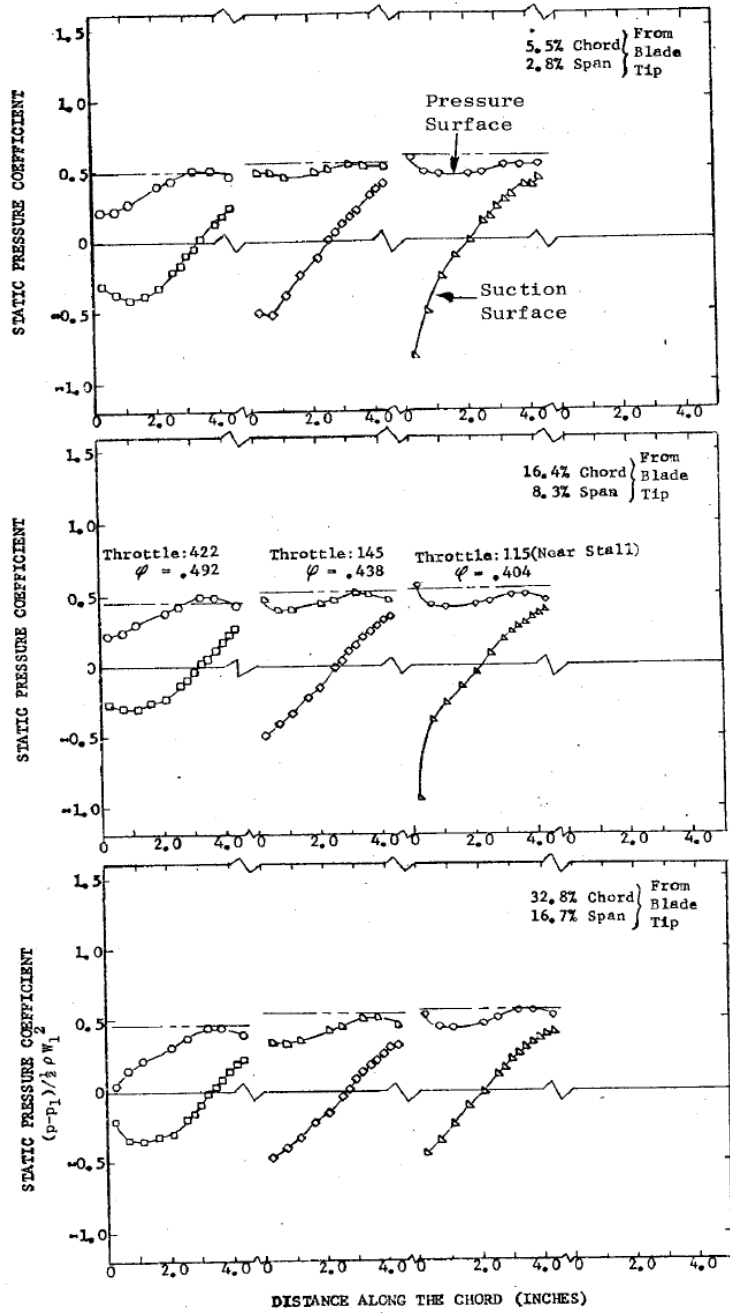
Daha önce yapılan çalışmalar farklı gövde tasarımları ve bunların sonuçları üzerinde yoğunlaşmıştır. Fakat kompresörün kararlı çalışma aralığının neden genişlediği sorusu cevapsız kalmıştır. Prince ve diğ. (1974) yaptıkları çalışmada ise bazı işlenmiş gövdeleri düşük hızlarda (düşük Mach sayılarında) test ederek kararlı çalışma aralığını genişleten fenomeni anlamaya çalışmışlardır. Düşük hızlarda test yapmalarının sebebi ise sıkıştırılabilirlik etkisini ortadan kaldırmak ve enstrümantasyonunun daha kolay olmasıdır.

Bu çalışmada üç farklı gövde konfigürasyonu test edilmiştir. Bunlar; çevresel yiv, eksenel yuvalı ve kanat açısına paralel yuvalı konfigürasyonlardır. Tüm konfigürasyonlarda kararlı çalışma aralığı genişlemiştir. Çevresel yiv konfigürasyonu minimum kararlı çalışma noktası debisini %5.8 azaltıp, verimde kayba sebep olmamıştır. Eksenel yuvalı konfigürasyon minimum kararlı çalışma noktası debisini %15.3 azaltarak verimde %2 kayıp yaşatmıştır. Kanat açısına paralel yuvalı konfigürasyon (yuvaların kanat maksimum kalınlığından 1.7 kat büyük olduğu) minimum kararlı çalışma noktası debisinde %15 azalma sağlarken, verimde %1.2 kayıp yaşatmıştır.

Kanat üzerine yerleştirilen statik basınç ölçüm noktaları ile kanat yükü ölçülmüştür. Ölçüm noktaları rotor tip kısmından %2.8, %8.3 ve %16.7 aşağıya yerleştirilmiştir. Böylelikle gövde işlemenin kanat yüklerine nasıl etki edeceği tespit edilecektir. Şekil

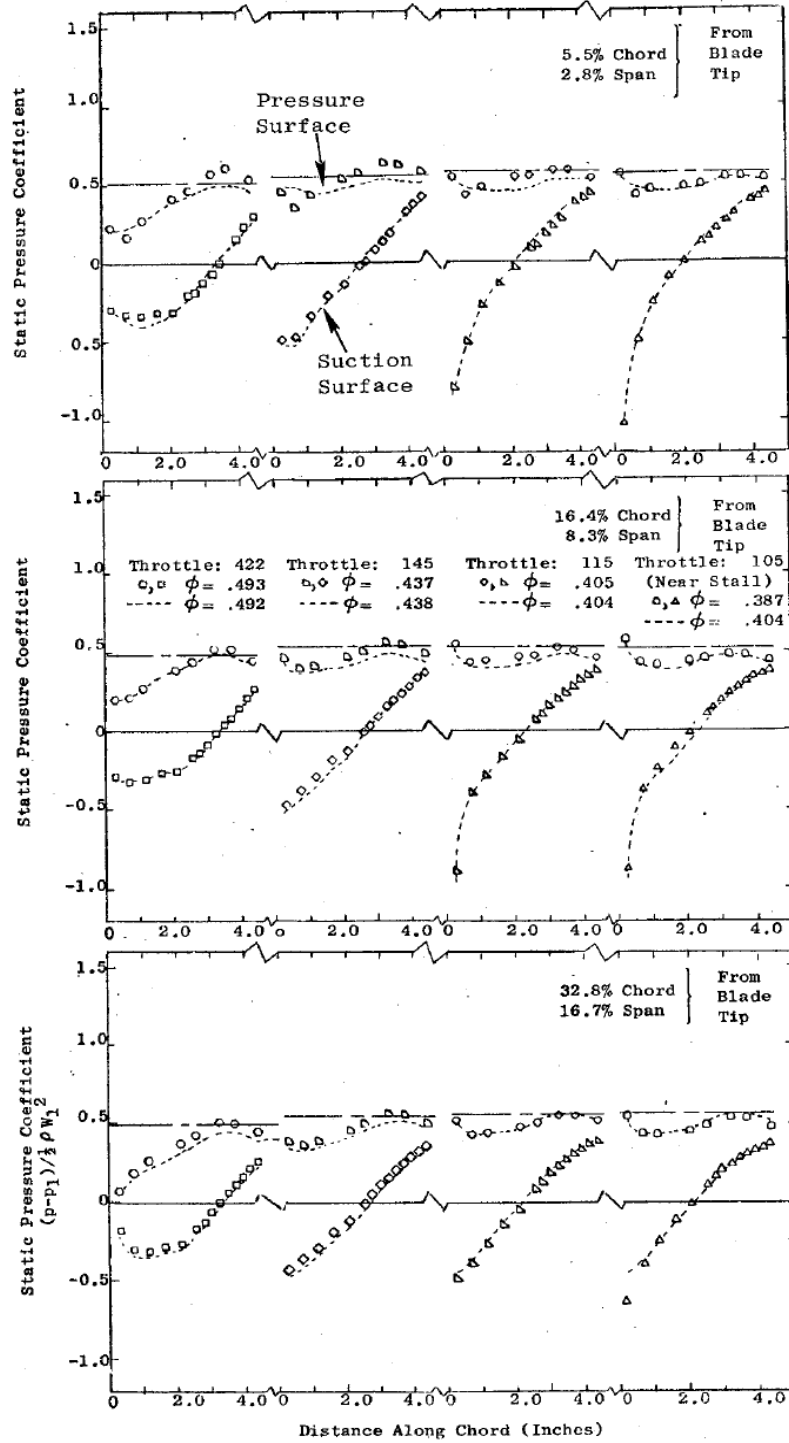
1.22'de referans gövde ile yapılmış olan test sonuçları görülebilir. Şekilde üç farklı yükseklik (tip kısmından olan mesafe olarak) gösterilmektedir. Bu üç farklı yükseklikte ise sağa doğru gidildikçe kompresörün minimum kararlı çalışma debisindeki (stall noktası debisinde) yükleri görülebilir.

Şekil 1.23, 1.24 ve 1.25'te ise referans gövde sonuçları diğer konfigürasyonlar ile kıyaslanması adına aynı boğulma noktası debisinde, kesikli çizgiler ile üst üste konulmuştur.

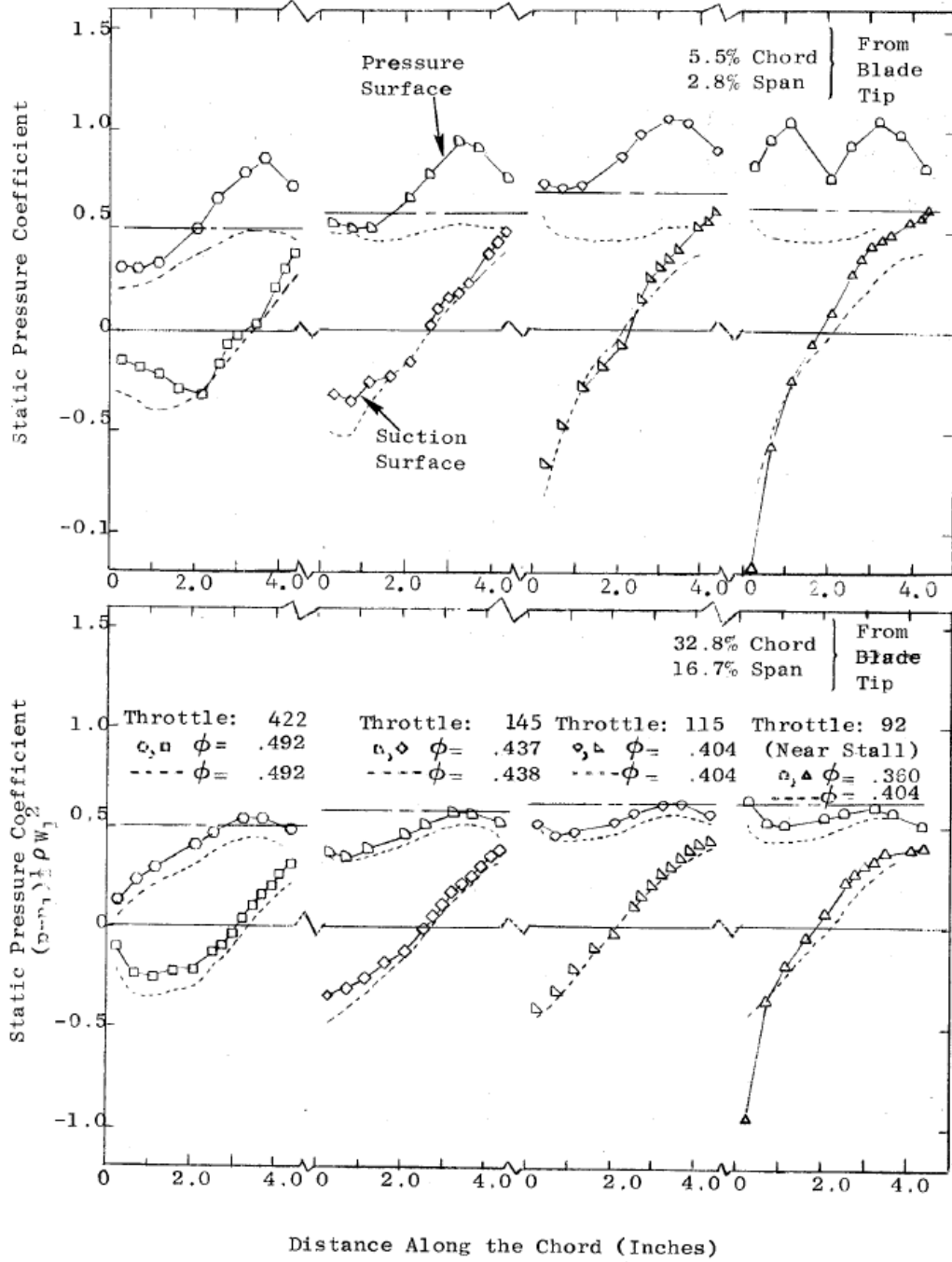


Şekil 1.22 : Referans gövde (gövde işlemenin olmadığı) ile ölçülmüş olan kanat yükleri (Prince ve diğ, 1974).

Şekil 1.23’de çevresel yiv konfigürasyonu kanat yükleri görülebilir. Referans gövde ile kıyaslandığında kanat kararsız çalışmaya başlamadan (stalla girmeden önce) daha fazla yüklenmiştir. Bu yüklenme kanadın arka tarafında basma yüzeyindeki statik basınç artışından kaynaklanmaktadır. Yüklenme artışı tip kısmında en çok ve kanadın göbek kısmına doğru inildiğinde azalmıştır.



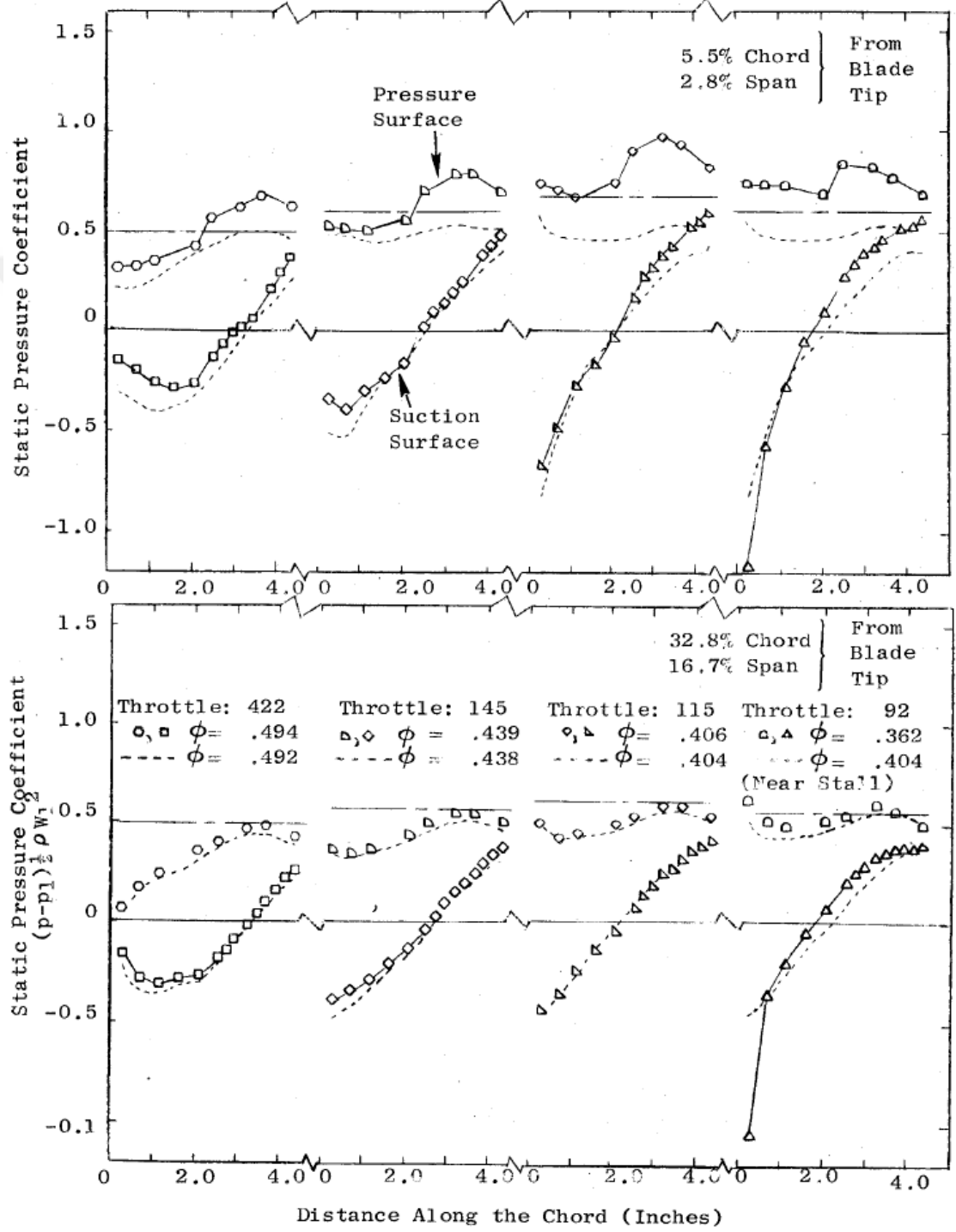
Şekil 1.23 : Çevresel yiv konfigürasyonu ile ölçülmüş olan kanat yükleri (Prince ve diğ, 1974).



**Şekil 1.24 :** Eksenel yuvalı konfigürasyon ile ölçülmüş olan kanat yükleri (Prince ve diğ, 1974).

Şekil 1.24'te ise eksenel yuvalı konfigürasyon ile ölçülmüş kanat yükleri görülebilir. Bu konfigürasyon testlerinde sadece rotor tip kısmına en yakın ve en uzak lokasyonlardan ölçüm alınmıştır. Bu konfigürasyonda kanadın basma yüzeyindeki (kanadın arka kısmında doğru gittikçe) statik basınç artışı daha net görülmüştür. Yazara göre kavitenin arka kısmındaki basınç yuvaların ön tarafına doğru sızarak

kanat statik basınç katsayısının biri geçmesini engellemiştir. Katsayının bir olması; lokal statik basıncın giriş bağıl toplam basıncına eşit olması demektir. Daha düşük debilerdeki çift artış ise kavitedeki akışın yuvanın ortasından çıkması ve kanat üzerindeki basıncın tekrardan artması olabilir. Tip kısmından uzak ölçülen (%16.7 aşağıda olan ölçümler) sonuçlarda bile gövde işlemenin etkileri görülmüştür.



Şekil 1.25 : Kanat açısına paralel yuvalı konfigürasyon ile ölçülmüş olan kanat yükleri (Prince ve diğ, 1974).

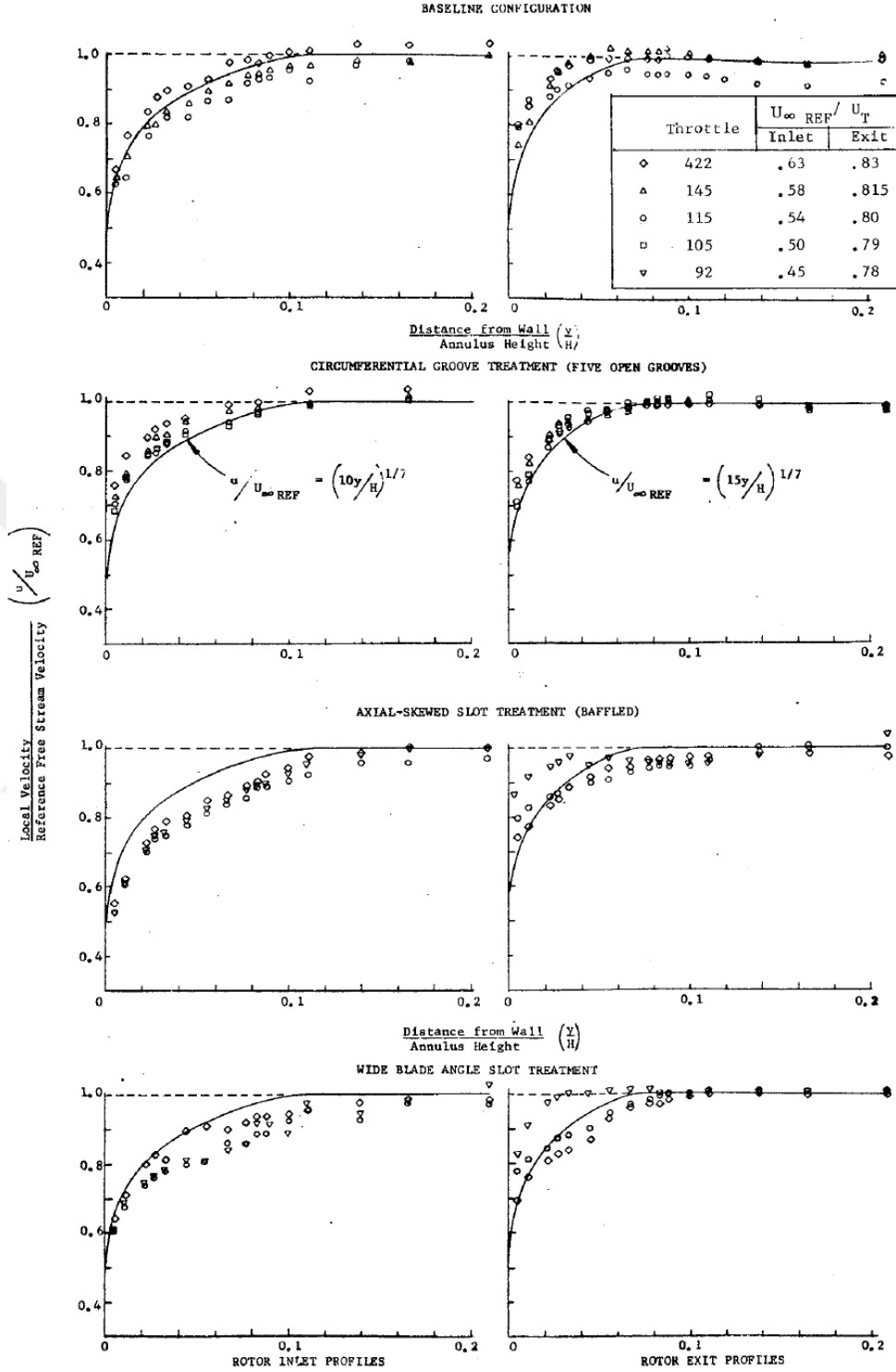
Şekil 1.25'te ise kanat açısına paralel yuvalı konfirasyon ile yapılmış test sonuçları yer almaktadır. Kanat yükleri aksel yuvalı konfigürasyon ile benzer trendi göstermiştir. Gövde işlemenin tip kısmından uzak olan kesitteki (%16.7 aşağıda olan kesit) etkisi aksel yuvalı konfigürasyona göre daha azdır. Daha düşük debilerde aksel yuvalı konfigürasyonda görülen çift artış yerine bir süreksizlik gözlenmiştir. Sonuç olarak kararlı çalışma aralığını en çok genişleten bu iki konfigürasyon, kanat yüklenmesini de en çok değiştiren konfigürasyonlar olmuştur. Sonuçlar kanadın kaçış kenarı (trailing edge) ile hücum kenarı (leading edge) arasındaki statik basınç iletiminin olduğunu gösterir.

Çalışmada vurgulanan bir diğer nokta ise gövde kısmındaki sınır tabaka hız profilleridir. Şekil 1.26'da bu profiller görülebilir. Rotor çıkışında, daha düşük debide referans gövdeye göre momentum kayıpları azalmıştır. Kararlı çalışma aralığını en çok genişleten konfigürasyonlar çıkış momentum kaybı en az olan konfigürasyonlardır.

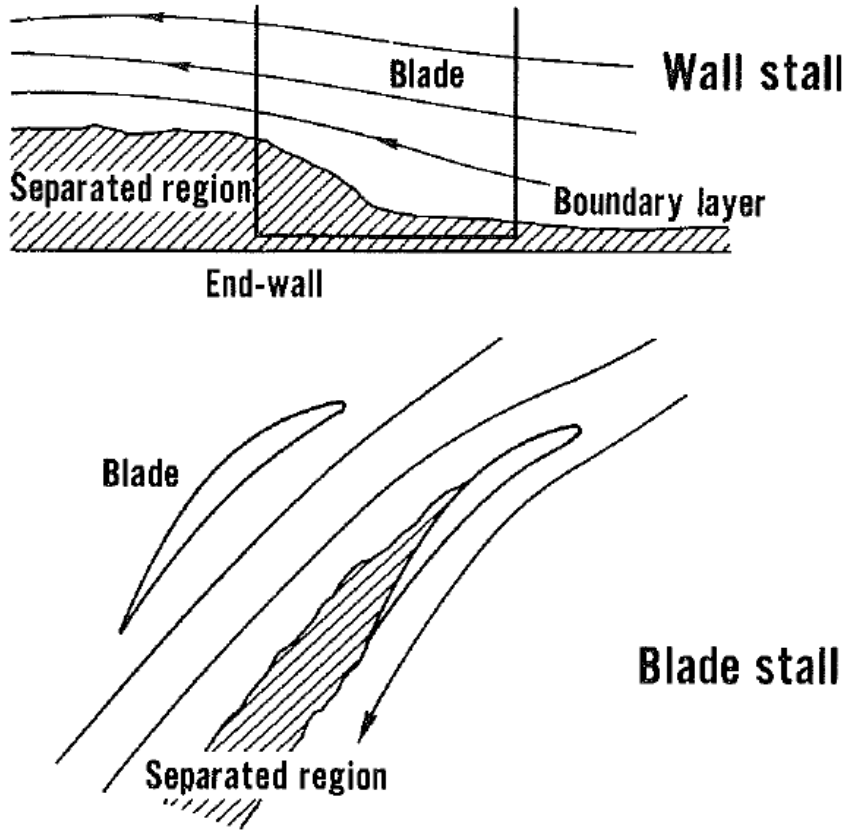
Özetlenmesi gerekirse, Prince ve diğ. (1974) yaptıkları çalışmada gövde işlemenin kararlı çalışma aralığını genişleten iki sebebi üzerinde durmuşlardır. Birincisi, kanadın emme ve basma yüzeylerindeki statik basınç alanları arasındaki bağlantı; ikincisi ise sınır tabaka momentum kaybıdır. Bir başka deyişle, gövde işleme kanattaki akım ayrılması geciktirmiş ve aynı zamanda tip sınır tabaka momentum kaybını azaltarak kararlı çalışma aralığını genişletmiştir. Kavite içerisindeki akış bu iki fenomeni sağlamıştır.

Şimdiye kadar incelenen hemen hemen bütün çalışmalarda gövde işleme, kompresörün kararlı çalışma aralığını genişletmiştir. Kompresörün subsonik ( $M_{tip} = 0.15$ ) veya transonik ( $M_{tip} = 1.5$ ) olması trendi değiştirmemiştir. Bazı konfigürasyonlar diğerlerinden daha verimli iken bazıları kararlı çalışma aralığını daha fazla genişletmiştir. Fakat şu ana kadar yapılan tüm testlerde tek bir kompresör tasarımı üzerinden gidilip farklı gövde işlemlerinin kararlı çalışma aralığına olan etkisi incelenmiştir. Kompresör tasarımcısı için genel bir yol haritası veya gövde işleme konfigürasyonu seçiminde hangi kriterlerin göz önünde bulundurulması gerektiği sorusu cevapsız kalmıştır. Greitzer ve diğ. (1975) yaptıkları çalışmada bu sorulara cevap bulmak istemişlerdir. Çalışmada iki ayrı kararsızlık (stall) tanımı üzerinde durulmuştur. Birincisi "kanat kararsızlığı"(blade stall); ikincisi ise duvar kararsızlığı (wall stall) diye adlandırılmıştır. Kanat kararsızlığı, kanadın emme kenarından ayrılan akış olarak; duvar kararsızlığı ise kanadın tip kısmındaki sınır tabakadan dolayı

gerçekleşen akım ayrılması olarak tanımlanmıştır. Şekil 1.27’de bu iki tanım gösterilmiştir.



Şekil 1.26 : Rotor giriş ve çıkış gövde kısmındaki sınır tabaka hız profilleri (Prince ve diğ., 1974).

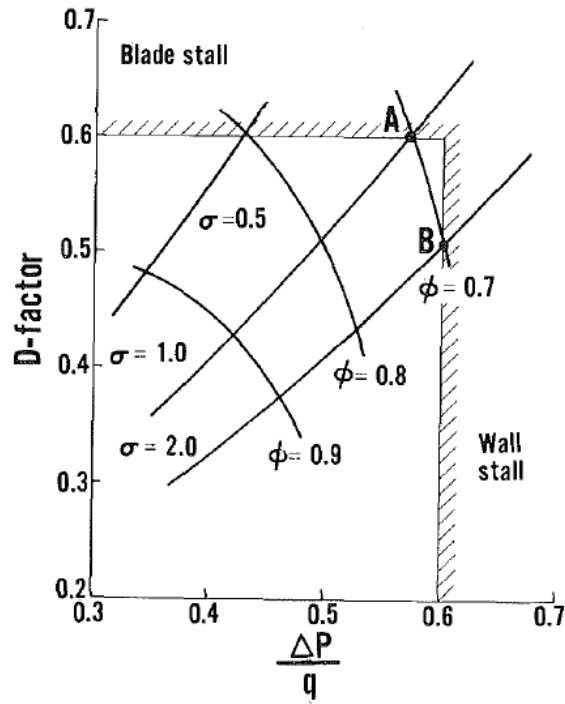


Şekil 1.27 : Kanat kararsızlığı ve duvar kararsızlığı tanımları (Greitzer ve diğ, 1975).

Sonrasında yazar, gövde işlemenin başarılı olabilmesi için duvar kararsızlığını engellemesi gerektiği hipotezini ortaya atmıştır. Bir diğer deyişle, eğer tasarımda kanat kararsızlığı gerçekleşiyorsa, gövde işlemenin kompresörün kararlı çalışma aralığına bir etkisi olmayacaktır. Bu hipotezi desteklemek amacıyla kanat kararsızlığı ve duvar kararsızlığı gerçekleşecek iki kompresör tasarımını test etmek istemişlerdir. Bu iki tasarım sadece aksel eğri yuvalı konfigürasyon ile test edilmiştir. Eğer hipotez doğru ise kanat kararsızlığı olacak şekilde tasarlanan kompresörde gövde işlemenin kararlı çalışma aralığına bir etkisi olmayacaktır. Diğer yandan duvar kararsızlığı olacak şekilde tasarlanan kompresör ise işlenmiş gövde ile çok daha iyi sonuçlar verecektir.

Öncelikle kanat kararsızlığı ele alındığında, difüzyon sayısı bunu belirlemede önemli bir parametredir (Lieblein, 1975). Duvar kararsızlığı için ise boyutsuz basınç katsayısı seçilmiştir. Şekil 1.28'de üç farklı katılık oranına ve üç farklı debi sayısına göre difüzyon sayısının ve boyutsuz basınç katsayısının nasıl değiştiği görülebilir. Şekil 1.28'de görülen A noktası katılık oranı bir seçildiğinde akış katsayısı azalırken

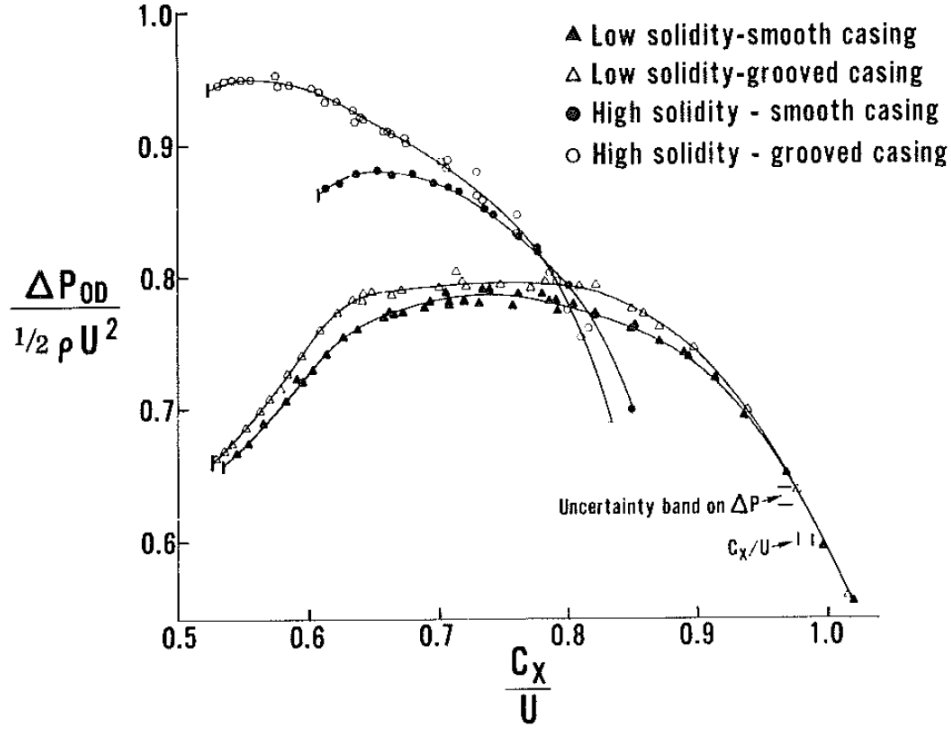
(eksenel akış azalması), kararlı çalışma aralığını kanat kararsızlığının sınırladığını gösterir. B noktasında ise katılık oranı iki seçildiğinde kararlı çalışma aralığını duvar kararsızlığı sınırlar. Yazarın katılık oranını seçmesinin sebebi diğer kanat parametrelerini değiştirmeden kanat kararsızlığı ve duvar kararsızlığı arasındaki ilişkinin net kurulabilmesidir. Çizelge 1.9'dan bu çalışmada testleri yapılmış ve katılık oranı bir olan kompresörün tasarım parametreleri incelenebilir. Katılık oranı iki olan tasarım için ise kanat sayısı iki katına çıkartılmıştır.



Şekil 1.28 : Kanat ve duvar kararsızlığı ilişkisi (Greitzer ve diğ, 1975).

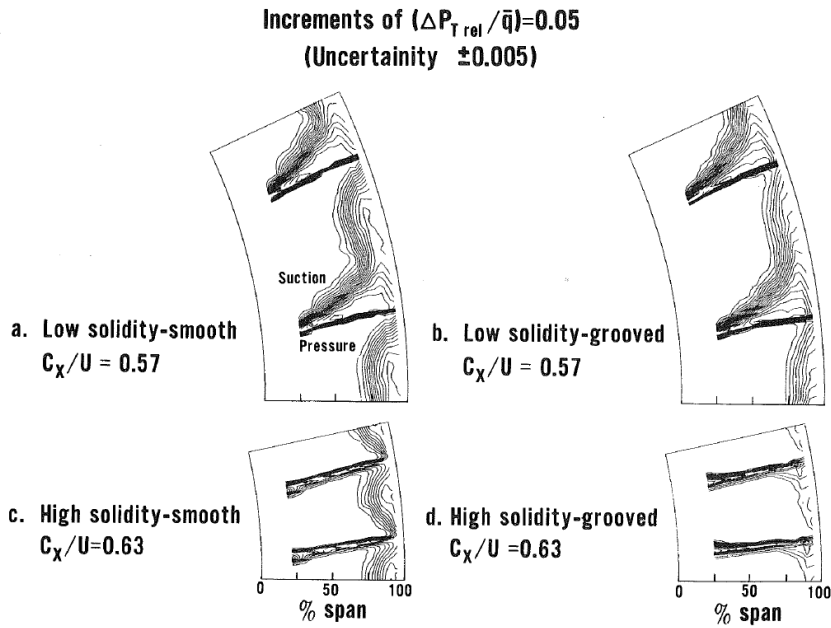
Çizelge 1.9: Naca 65 serisi profil ile tasarlanmış kompresör (Greitzer ve diğ, 1975).

Göbek çapı	1.22m
Gövde çapı	1.522m
Kanat sayısı	28
Kord boyu	0.15m
Katılık oranı (orta kesitte)	1.0
En-boy oranı (aspect ratio:span/chord)	1.0
Kamburluk açısı (orta kesitte)	48
Yerleştirme (stagger) açısı (orta kesitte)	35.4
Uç açıklığı (tip clearance)	0.002m



Şekil 1.29 : Dört farklı tasarımın sonuçları (Greitzer ve diğ, 1975).

Şekil 1.29'da test edilen dört farklı tasarımın sonuçları yer almaktadır. Sonuçlar yazarın hipotezini doğrular niteliktedir. Yüksek katılık oranına sahip olan tasarım gövde işleme ile daha başarılı sonuçlar göstermiştir. Düşük katılık oranına sahip tasarım ise kararlı çalışma aralığında sadece %1 genişleme sağlamıştır.

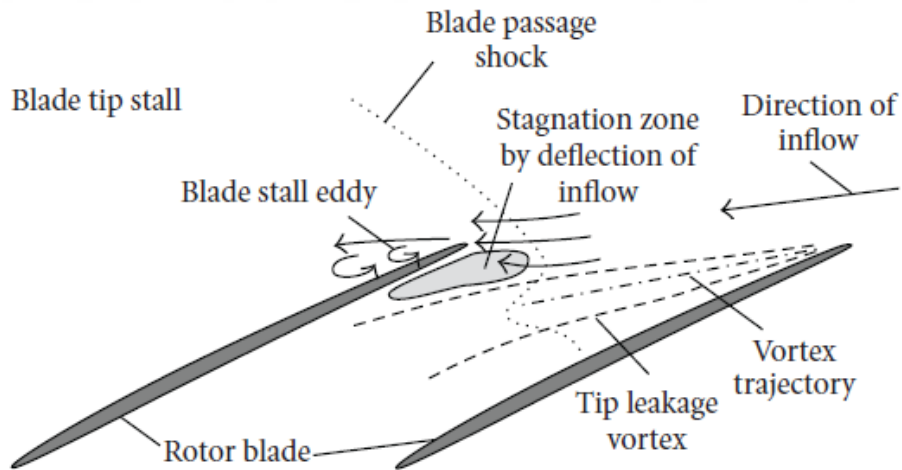


Şekil 1.30 : Bağıl toplam basınç konturları (Greitzer ve diğ, 1975).

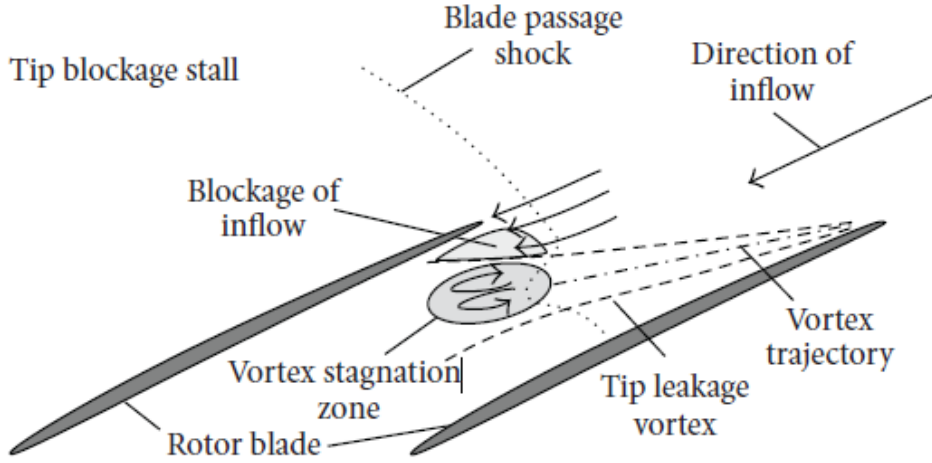
Şekil 1.30'daki bağıl toplam basınç konturları incelendiğinde, a ve b kısımlarında kanat kararsızlığına uğrayan tasarımın gövde işleme ile herhangi bir iyileşme sağlamadığı görülmektedir. C ve d kısımlarında ise tip kararsızlığına uğrayan tasarımın gövde işlemeli ve gövde işlemez sonuçları görülmektedir. Çıktılar kanat uzunluğunca (spanwise) çıkartılmıştır. Tip kısmındaki kararlılık ve blokaj azalması net bir şekilde görülebilir.

Özetlemek gerekirse Greitzer ve diğ. (1975) yaptıkları çalışmada ortaya attıkları hipotezi destekleyen sonuçlar elde etmişlerdir. Eğer tasarımda duvar kararsızlığı, kararlı çalışma aralığını belirleyen etken ise; gövde işleme kararlı çalışma aralığını genişletecektir. Fakat tasarımda kanat kararsızlığı, kararlı çalışma aralığını belirliyor ise, gövde işleme bu aralığı genişletemeyecektir. Unutulmaması gereken nokta ise testlerin sıkıştırılmaz akış ( $M < 0.3$ ) şartlarında yapıldığıdır.

Hembera ve diğ. (2008) benzer bir kararsızlık tanımını transonik kompresör üzerinde yapmışlardır. Sayısal analizler ile kompresörün gövdesine aksenal yuvalı konfigürasyon uygulayarak kararlı çalışma aralığı değişimini incelemişlerdir. Şekil 1.31'de çalışmada tanımlanan tip kanat kararsızlığı, Şekil 1.32'de ise tip blokaj kararsızlığı tanımı incelenebilir.



Şekil 1.31 : Tip kanat kararsızlığı ( Blade tip stall) (Hembera ve diğ, 2008).



**Şekil 1.32** : Tip blokaj kararsızlığı (tip blockage stall)(Hembera ve diğ, 2008).

Çalışmada tip kanat kararsızlığı; kanadın emme yüzeyinden, aerodinamik olarak fazla yüklendiğinde gerçekleşen akım ayrılması olarak tanımlanmıştır. Dolayısıyla akış kanadı takip edemez ve emme yüzeyinden ayrılarak blokaj yaratır. Diğer taraftan tip blokaj kararsızlığında ise; kanat aerodinamik olarak fazla yüklenmemiştir. Fakat kanadın emme ve basma yüzeyleri arasındaki basınç farkı arttıkça tip kaçakları artmakta ve bu kaçaklar pasaj şoku ile etkileşime girerek kritik bir blokaj yaratmaktadır. Tip kanat kararsızlığının aksine tip blokaj kararsızlığı transonik kompresörlerin karakteristik bir özelliğidir (Hembera ve diğerleri, 2008).

Hembera ve diğ. (2008) sayısal olarak analiz ettikleri çalışmada kararlı çalışma aralığının %8.6 genişlediğini raporlamışlardır. Fakat uygulanan tüm konfigürasyonlar kademe veriminde kayıplara yol açmıştır.

Sonuç olarak gövde işleme hem subsonik hem transonik kompresörlerde kararlı çalışma aralığını genişletmek adına literatürde yer edinmiş bir prosestir.

## 2. ÇÖZÜCÜ DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Çalışılan kompresöre gövde işleme uygulayıp numerik analizleri yapıldıktan sonra bu sonuçlar test çalışması ile doğrulanamayacağından HAD çözücüsünün öncesinde doğrulanması (valide edilmesi) gerekmektedir.

1992 yılında Uluslararası Gaz Türbinleri Enstitüsü (International Gas Turbine Institute (IGTI) turbomakine komitesi transonik HAD çözücü doğrulama çalışmalarında kullanması amacıyla bir deney sonucu kullanmak istemişlerdir. Bu çalışma için yüksek sıkıştırma oranına sahip transonik bir kompresör olan Rotor-37 seçilmiştir. Bunun üzerine Reid ve Moore (1978) çalışmasında aerodinamik tasarımı açıklanan ve geometrik bilgileri verilmiş Stage-37'nin sadece rotor geometrisi üniversiteler ve HAD kodu geliştiricilerine verilerek çözülmesi istenmiştir. İlk aşamada test sonuçları kimse ile paylaşılmamıştır (ing. blind test case). Üniversitelerin ve kod geliştiricilerin sonuçlarını göndermeleri istenmiştir. Daha sonra bu sonuçlar test dataları ile kıyaslanarak, Denton (1997) bir rapor yayınlamıştır. 1998 yılında ise AGARD komitesi bu raporu genişletmiştir (AGARD-AR-355).

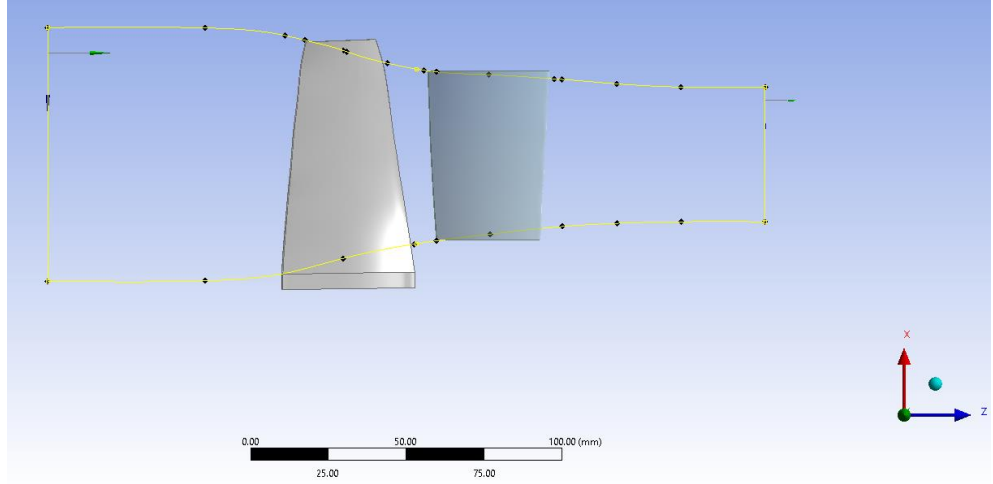
Bu çalışmada daha önce açıklandığı gibi kompresörün ilk kademesi test edilemeyeceği için, kurulacak olan HAD modeli ve çözücünün doğrulanması bu raporlarda verilen test sonuçları ile yapılacaktır. Dolayısıyla ilk olarak sadece Rotor37 analizleri yapılacak, daha sonra stator eklenerek Reid ve Moore (1978) çalışmasında raporlanan kademe haritası ile kıyaslanacaktır. Bu test sonuçlarının seçilmesinin sebebi hem literatürde sonuçlarının geniş yer bulması ve doğrulama çalışmalarında incelenmiş olması hem de rotor kademesinin tıpkı çalışılacak olan kompresörde olduğu gibi transonik olmasıdır. Çizelge 2.1'de kompresör rotorunun aerodinamik tasarım parametreleri özetlenmiştir.

**Çizelge 2.1:** Rotor37 tasarım parametreleri (Reid ve Moore, 1978).

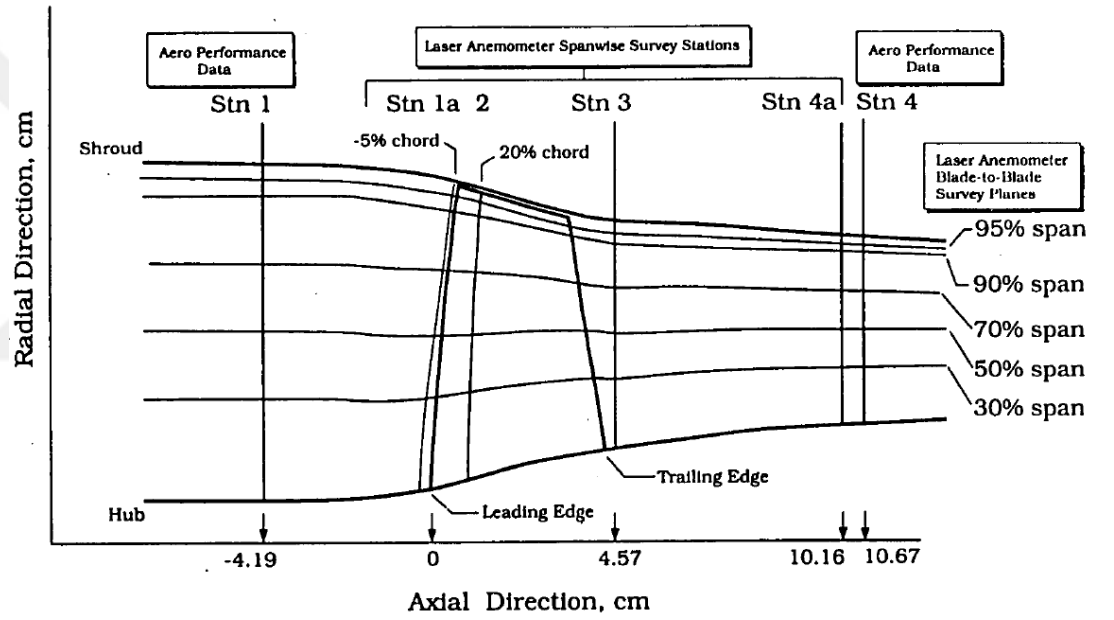
Sıkıştırma Oranı	2.05
Debi [kg/s]	20.2
Giriş göbek-tip oranı (hub to tip ratio)	0.7
Kanat sayısı	36
Kanat tip hızı [m/s]	455
Dönme hızı (indirgenmiş)	17189

## 2.1 Rotor37 Geometrisi ve Sayısal Çözüm Ağı

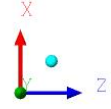
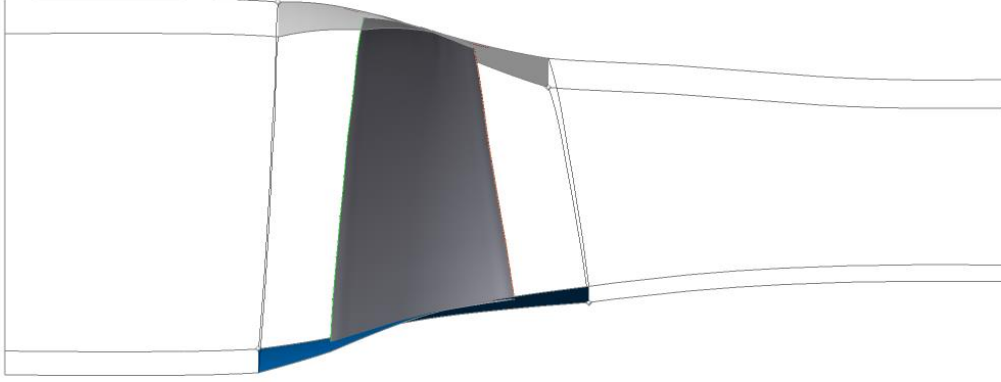
Yukarıda belirtildiği gibi Reid ve Moore (1978) yaptıkları çalışmada Stage37'nin geometrik koordinatlarını radyal istasyon bazında (12 radyal istasyon) paylaşmıştır. Buradan yola çıkılarak bu koordinatlar “Ansys Design Modeler” programına aktarılmıştır. Daha sonra “loft” komutu ile üç boyutlu geometri oluşturulmuştur. Şekil 2.1’de oluşturulmuş rotor ve stator üç boyutlu geometrisi ve akış hacmi görülebilir. Geometri ve akış hacmi oluşturulduktan sonra Turbogrid yardımı ile sayısal çözüm ağı oluşturulmuştur. Duvar ilk eleman yükseklikleri  $y^+ < 5$  olacak şekilde seçilmiştir. Bunun için ilk aşamada bir değer atanarak analiz edilmiş,  $y^+$  değeri kontrol edilmiştir. Sonrasında bu değere göre ilk eleman yüksekliği revize edilmiştir. Radyal doğrultudaki eleman sayısı 75’tir. Rotor tip kısmında ise 26 eleman kullanılmıştır. Bu değerler sayısal çözüm ağı kalitesi göz önünde bulundurularak seçilmiştir. Akış alanı oluşturulurken ise test ölçümlerinin alındığı aksel mesafeler göz önünde bulundurulmuştur. Şekil 2.2’de AGARD raporundan alınan ölçüm noktaları, Şekil 2.3’te ise “Turbogrid” üzerinde akış alanı oluşturulmuş rotor görülebilir. Şekil 2.4 ve Şekil 2.5’te ise sayısal çözüm ağı daha detaylı incelenebilir.



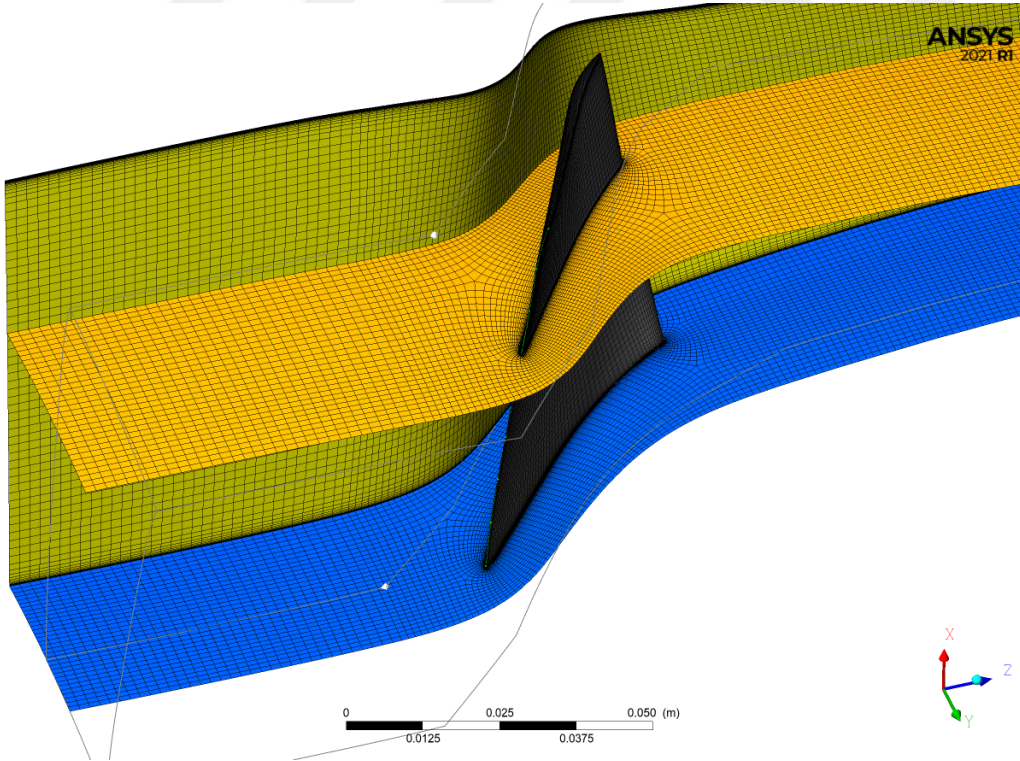
Şekil 2.1 : ANSYS Design Modeler ile oluşturulmuş 3B model ve akış hacmi.



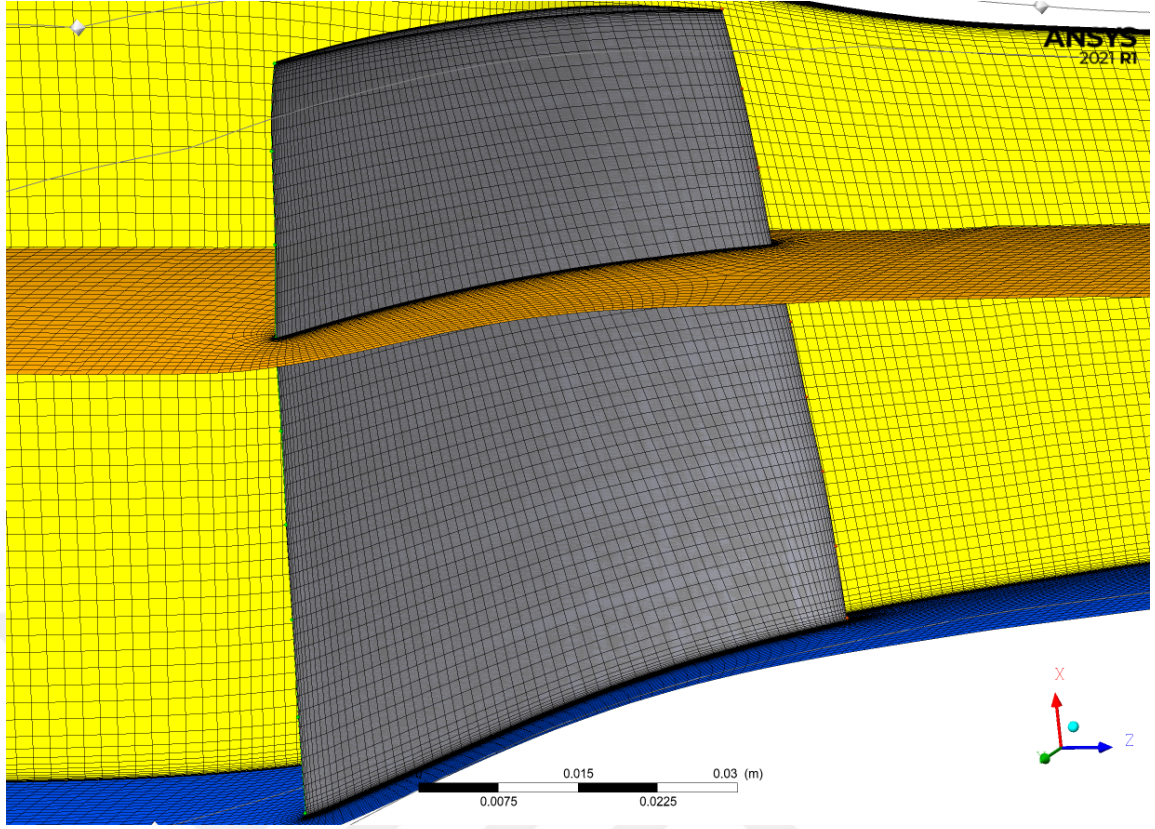
Şekil 2.2 : Rotor37 test ölçüm istasyonları( AGARD-AR-355).



Şekil 2.3 : Rotor37 akış alanı (Turbogrid).



Şekil 2.4 : Sayısal çözüm ağı oluşturulmuş Rotor37 (sarı periyodik yüzey, mavi göbek, turuncu ise radyal yüzeyden alınmış kesit).

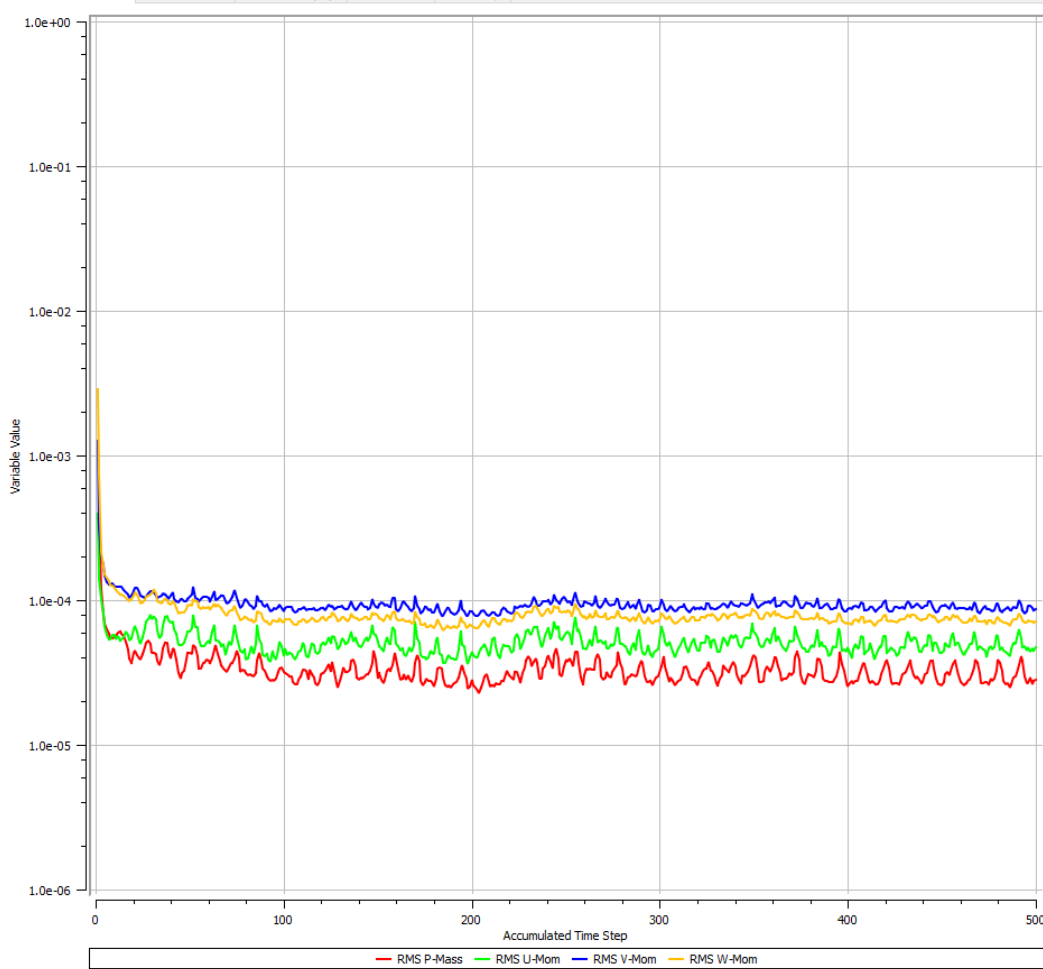


Şekil 2.5 : Kanat üzerindeki sayısal çözüm ağı (Turbogrid).

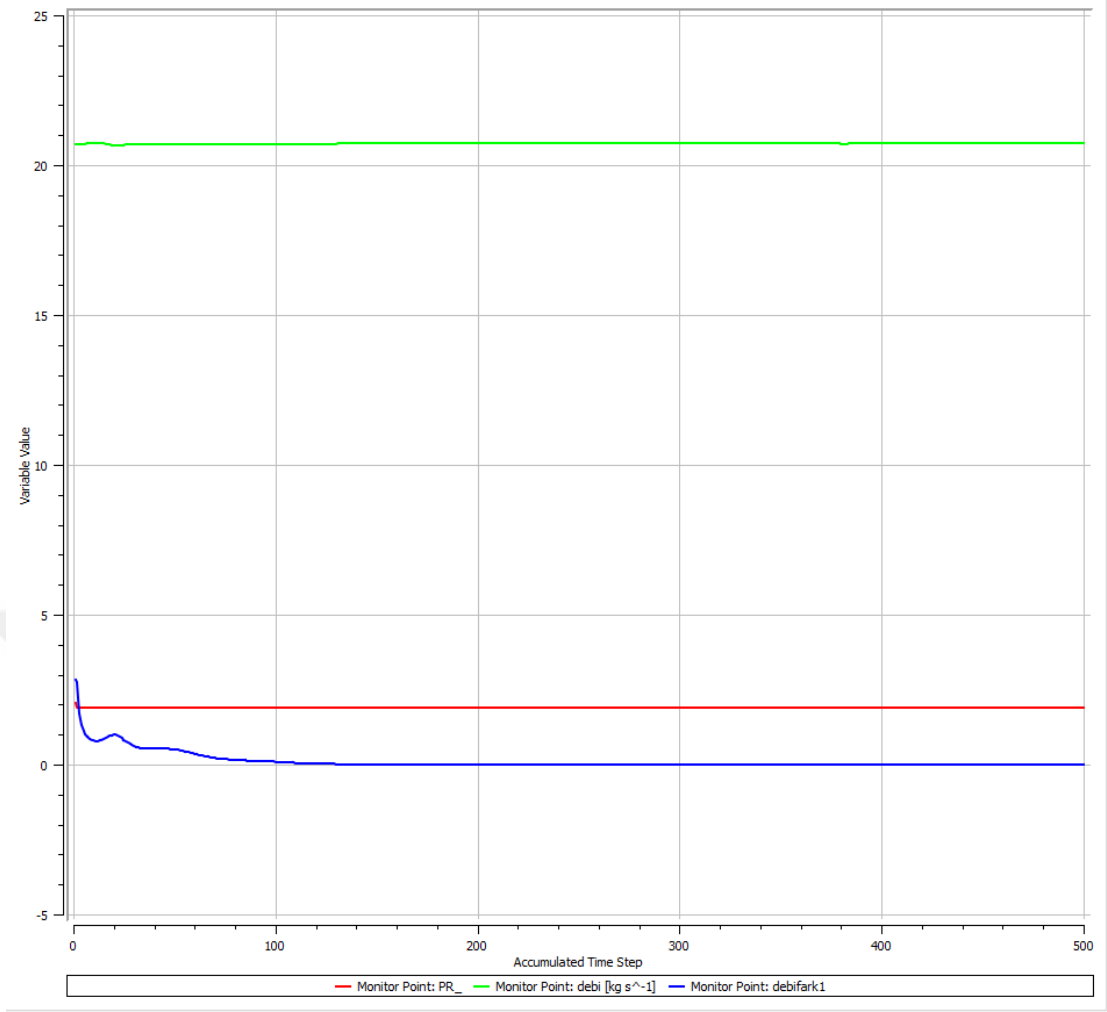
## 2.2 Sayısal (Numerik) Model

Sayısal çözüm ağı oluşturulduktan sonra yine ANSYS programı içerisinde HAD çözücü olarak bulunan CFX'e aktarılarak analiz modeli kurulmuştur. Bu kısımda türbülans modeli, analiz sınır şartları gibi değişkenler programa girilmiştir. Analiz giriş şartı olarak standart gün koşulları seçilmiştir. Yani giriş toplam basıncı 101325Pa, toplam sıcaklığı 288.15 °K olarak girilmiştir. Çıkış sınır şartı olarak statik basınç girilmiştir. Bu değer değiştirilerek kompresör haritası oluşturulmuştur. Boğulma debisi ise statik basıncın düşürüldüğü halde debinin değişmediği yer olarak kabul edilmiştir. SST ve k-epsilon türbülans modelleri ile analizler yapılmıştır. Bunların sonuçları ilerleyen sayfalarda kıyaslanmıştır. Analizler zamandan bağımsız olarak (steady-state) çözülmüştür. Çıkış statik basınç sınır şartı radyal denge ile modellenmiştir. Daha hızlı bir çözüm için döner periyodiklik uygulanmıştır. Rotor akış hacmi gerçekte döndüğü için MRF (moving reference frame) yaklaşımı ile modellenmiştir. Tasarımsal olarak rotor ve statorun farklı periyodiklikleri olduğu için bu iki akış hacminin arasındaki yüzey ise mixing plane yaklaşımı ile modellenmiştir.

Şekil 2.6’da bir analizin bağıl hata oranı (residual) incelenebilir. Şekil 2.7’de ise sıkıştırma oranı, debi ve giriş-çıkış debi farkı (yüzdeler olarak) analiz koşarken izlenmiştir. Bu değerlerin sabit kaldığı ve giriş çıkış debi farkının  $\pm 0.001$ ’den az olduğu yerde analiz yakınsamış kabul edilmiştir. Bağıl hatanın  $10^{-5}$  mertebesinin altına düşmeme sebebi; transonik akış ve lokal transient etkiler olduğu tahmin edilmektedir. Denton’ın çalışması ve AGARD komitesinin raporunda belirtilen bazı sonuçlarda da yakınsama kriteri olarak giriş çıkış debi farkı kullanılmıştır.



**Şekil 2.6 :** Bağıl hata oranı – iterasyon sayısı (CFX-Solver Manager).



Şekil 2.7 : Sıkıştırma oranı, debi ve giriş çıkış debi farkı yüzdesi.

### 2.3 Rotor37 Analiz Sonuçları

AGARD raporunda Rotor37 performans haritası boyutsuz debi (ing. normalized mass flow) üzerinden verilmiştir. Boyutsuz debi tanımı ise Denklem 2.1’de gösterilmiştir.

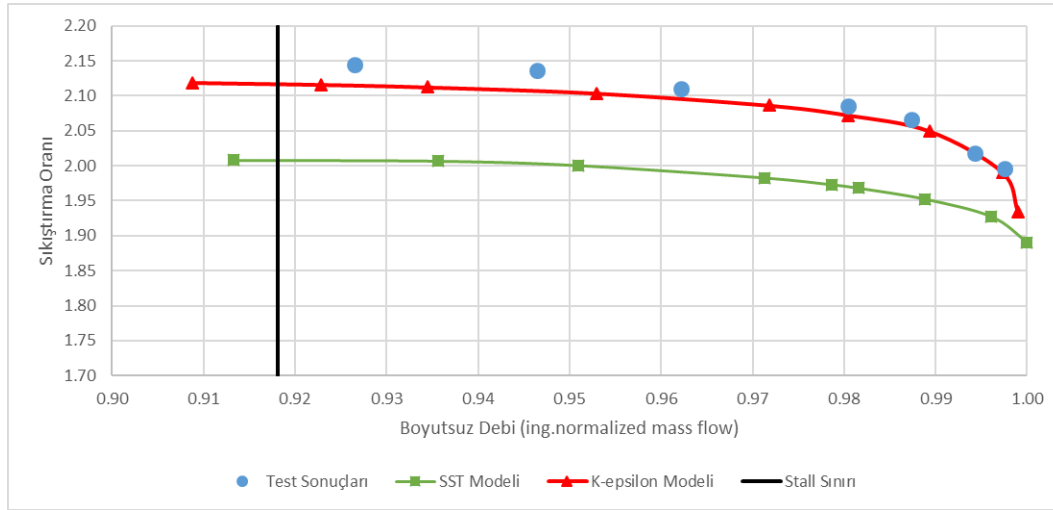
$$\dot{m}_{\text{boyutsuz}} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{boğulma}}} \quad (2.1)$$

$\dot{m}$ : ölçülen debi,  $\dot{m}_{\text{boğulma}}$  ise rotordan geçebilecek maksimum debiyi yani boğulduğu (ing. choked flow) simgeler. Test sonuçlarında boğulma debisi 20.93 kg/s ölçülmüştür. Bu çalışmada iki farklı türbülans modeli ile yapılan analizlerde boğulma debisi farklı çıksa da test ölçüm belirsizliği raporlarda  $\pm 0.3$  kg/s olarak belirtildiği için kabul edilebilir aralıktadır. Çizelge 2.2’de hesaplanan debiler ve hata oranları belirtilmiştir.

**Çizelge 2.2:** Farklı türbülans modelleri ile hesaplanan indirgenmiş debi ve hata oranları.

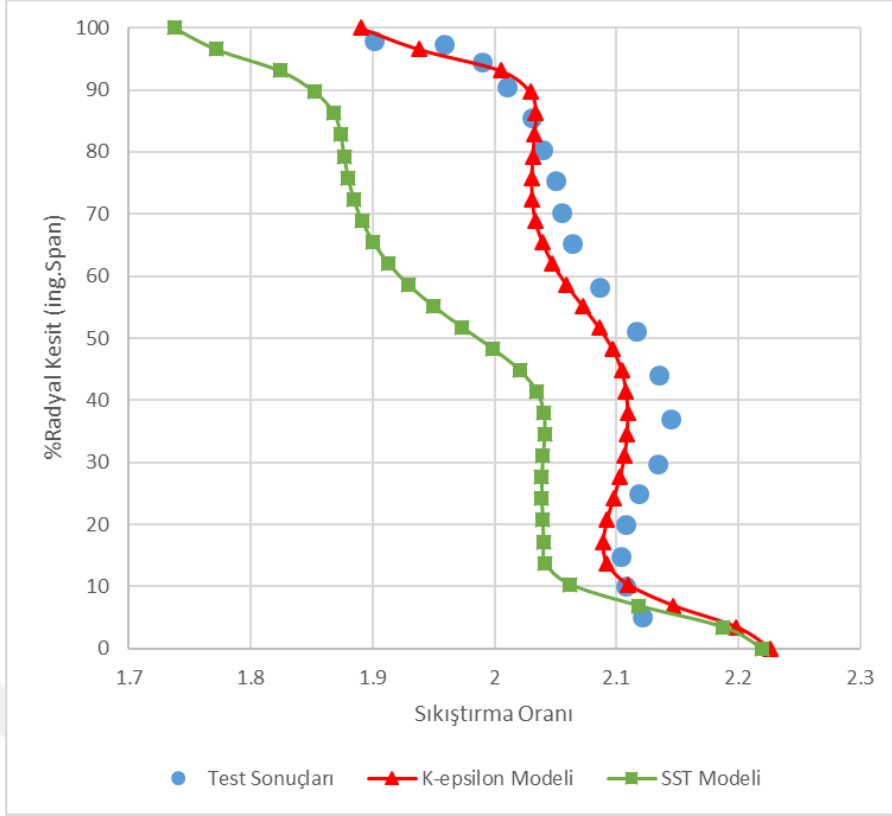
Türbülans Modeli	Hesaplanan indirgenmiş debi	% Hata
k-epsilon	20.75	-0.008
SST	20.69	-0.011

Boğulma debileri çıkartıldıktan sonra çıkış statik basıncı artırılarak kompresör haritaları oluşturulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde her ne kadar boğulma debileri birbirine yakın olsa da (farklı türbülans modellerinde) daha düşük debilere gidildikçe aralarında fark dramatik bir şekilde artmıştır. Şekil 2.8’de analiz sonuçları incelenebilir.

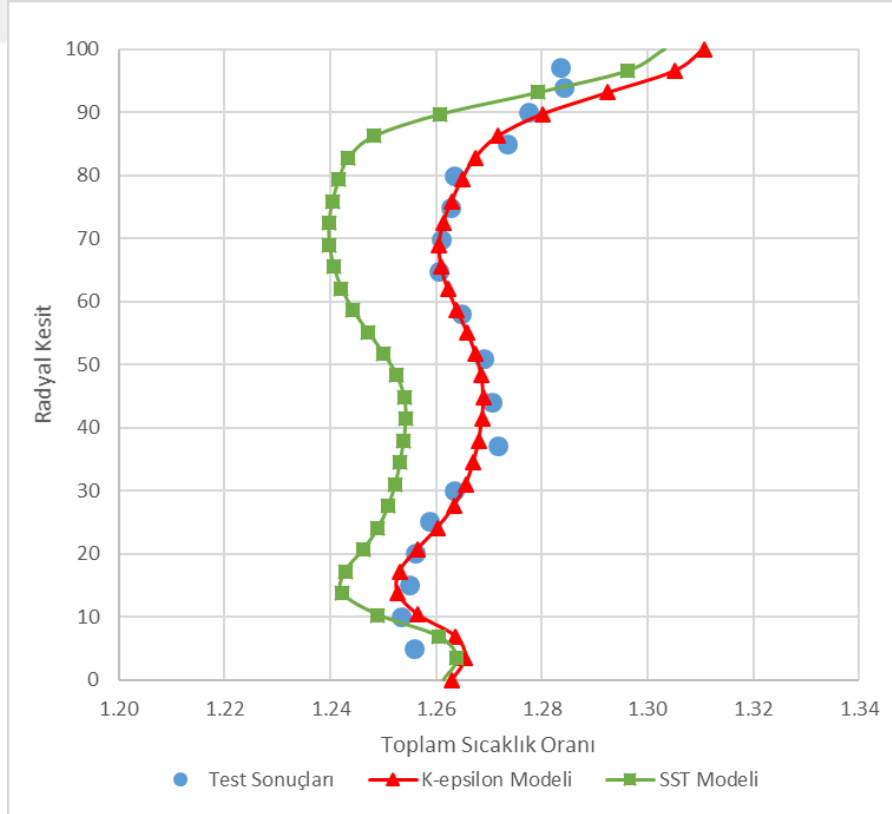


**Şekil 2.8 :** Farklı türbülans modelleri ile elde edilmiş Rotor37 haritası.

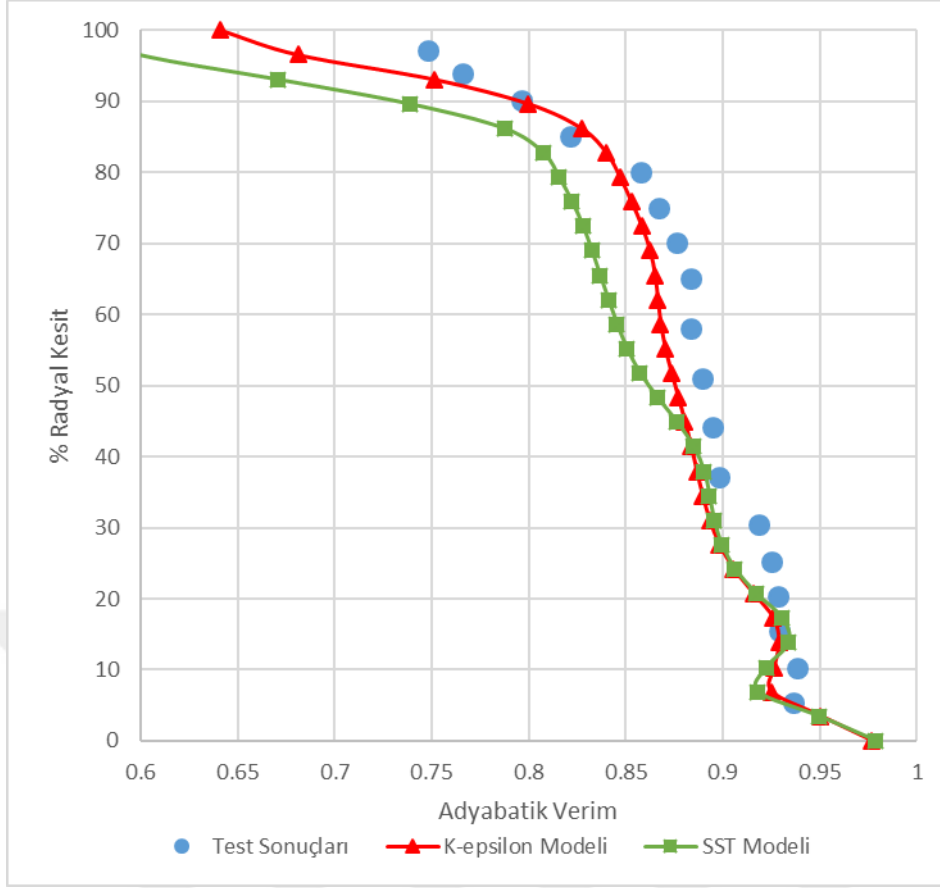
Şekil 2.2’de gösterilen dört numaralı istasyondan radyal doğrultuda debi ortalamalı sıkıştırma oranı ve sıcaklık oranının da test sonuçları bu raporlarda belirtilmiştir. Dolayısıyla HAD sonuçları ile bu değerler de kıyaslanmıştır. Bu sonuçlar 0.92 boyutsuz debi için verilmiştir. Dolayısıyla HAD analizlerinde ilk olarak bu nokta koşulmuş, daha sonra çıkış düzleminden ve giriş düzleminden göbekten tip kısmına doğru line çizilip kütleli debi ortalamalı konturlar çıkartılmıştır. Şekil 2.9’da radyal doğrultuda iki farklı türbülans modeli için çizilen çevresel çizgisel ortalamalı sıkıştırma oranı sonuçları incelenebilir. İki türbülans modeli arasındaki fark burada daha net gözükmemektedir. Her ne kadar hub kısmında aynı sıkıştırma oranı elde edilse de tip kısmına doğru SST modeli test sonuçlarından oldukça uzaklaşmıştır. Şekil 2.10 ve 2.11’de ise radyal doğrultuda çevresel çizgisel ortalamalı sıcaklık oranı ve verimler de test sonuçları ile kıyaslanmıştır.



Şekil 2.9 : Radyal doğrultuda (göbekten tipe) çevresel çizgisel ortalamalı sıkıştırma oranı.

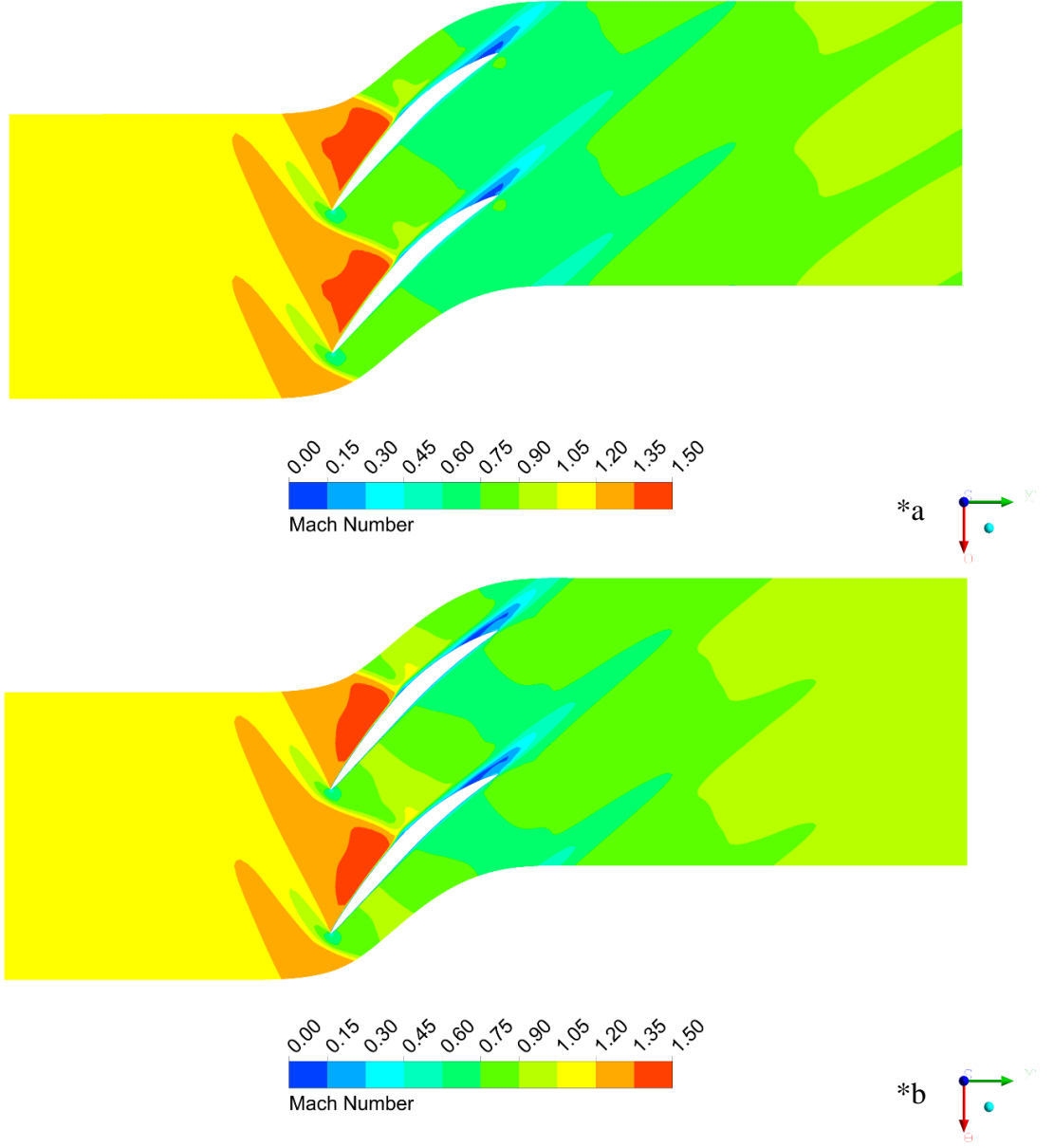


Şekil 2.10 : Radyal doğrultuda çevresel çizgisel ortalamalı toplam sıcaklık oranı.



**Şekil 2.11 :** Radyal doğrultuda çevresel çizgisel ortalama adyabatik verim.

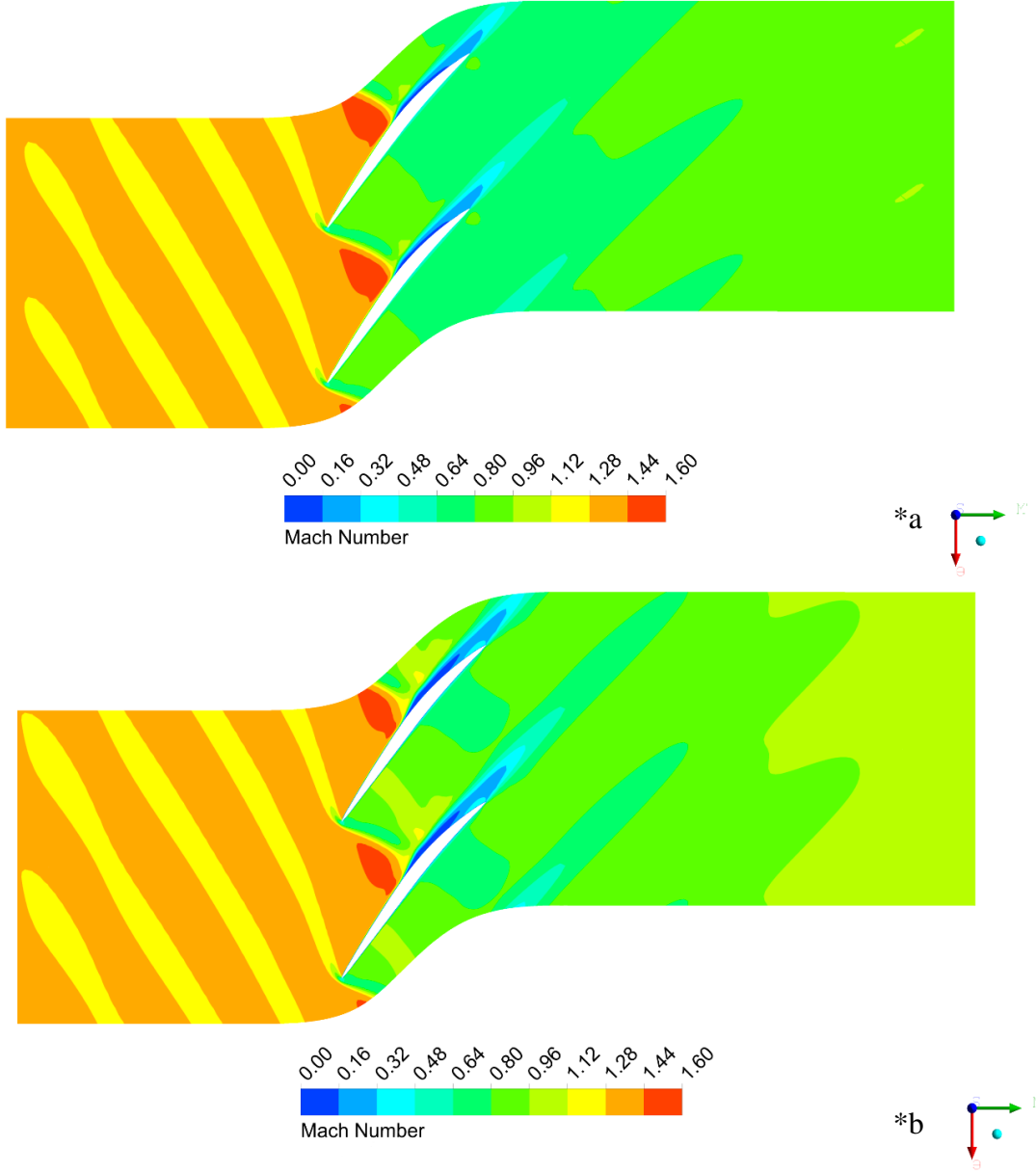
Aynı boyutsuz debi noktasında relatif Mach sayısı konturları (ing. blade to blade relative Mach contour) ise Şekil 2.12, 2.13 ve 2.14'te kıyaslanmıştır. Konturlar sırasıyla %20, %50 ve %90 kesitten alınmıştır. %20 kesitte her ne kadar benzer sonuçlar görülse de tip kısmına doğru SST modelindeki akım ayrılmaları efektif alanı küçültmüş, şoku öne taşımıştır. SST modelinde debinin ve verimin düşük çıkmasının sebebi bu akım ayrılmasından kaynaklı alan daralması olduğu tahmin edilmektedir.



**Şekil 2.12 :** %20 kesitten alınmış bağıl Mach sayısı konturu.

a\* : K-epsilon türbülans modeli

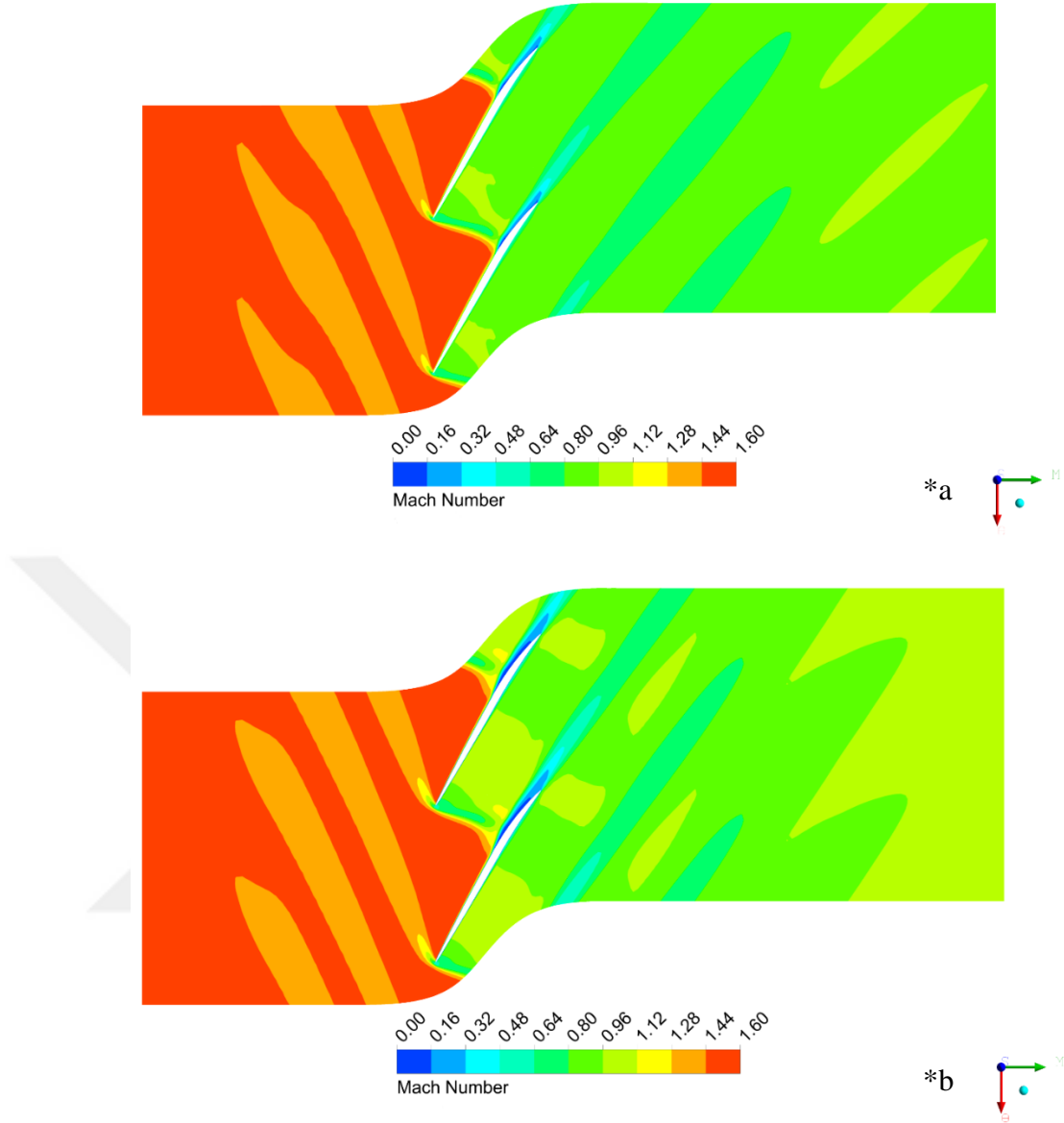
b\* : SST türbülans modeli



**Şekil 2.13** : %50 kesitten alınmış bağıl Mach sayısı konturu.

a\* : K-epsilon türbülans modeli

b\* : SST türbülans modeli



**Şekil 2.14 :** %90 kesitten alınmış bağıl Mach sayısı konturu.

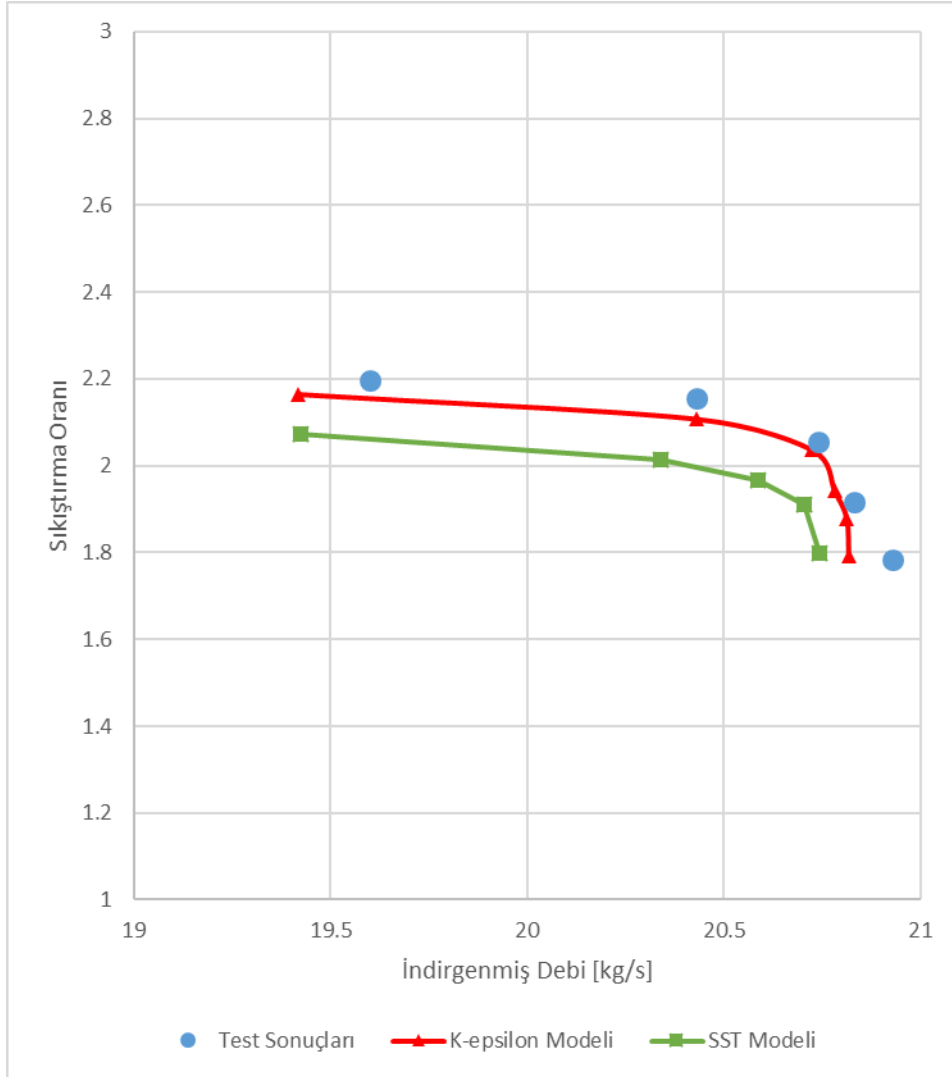
a\* : K-epsilon türbülans modeli

b\* : SST türbülans modeli

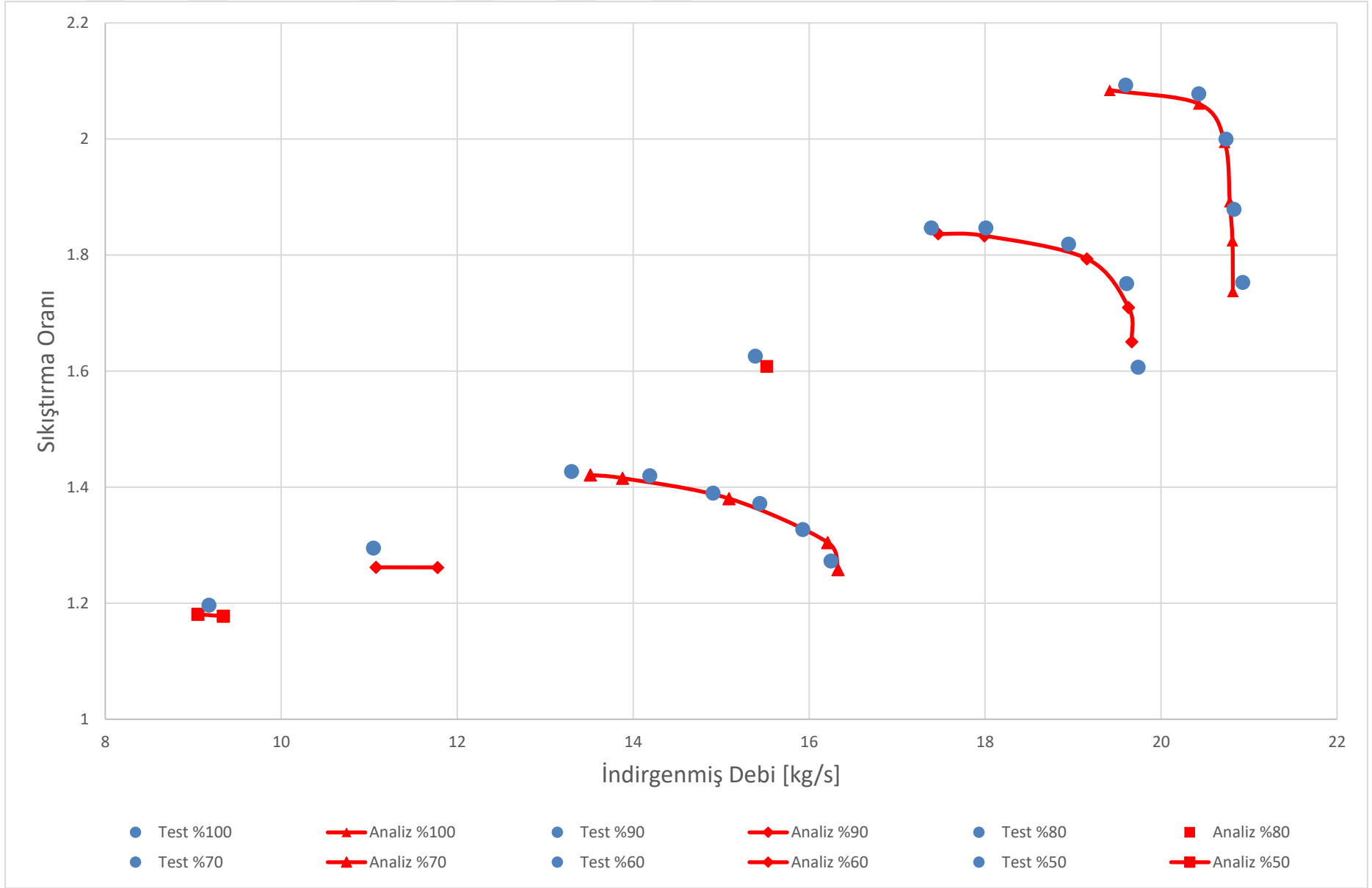
## 2.4 Kademe37 Analiz Sonuçları

Sadece rotor analizinden sonra, rotor kademesine stator eklenerek kademe haritası elde edilmek istenmiştir. Daha sonra sonuçlar Reid ve Moore (1978) çalışmasında yer alan harita ile kıyaslanmıştır. Analizler yine karşılaştırma amacıyla iki farklı türbülans modeli ile yapılmıştır (sadece %100 hızda). Şekil 2.15'te %100 hız eğrisi için iki farklı türbülans modeli ile yapılan analiz sonuçları test sonuçları ile kıyaslanmıştır. Sadece rotor analizlerinde görülen trend %100 hızda yapılan kademe analizlerinde de görülmüştür. SST türbülans modeli test sonuçlarından k-epsilon modeline göre daha

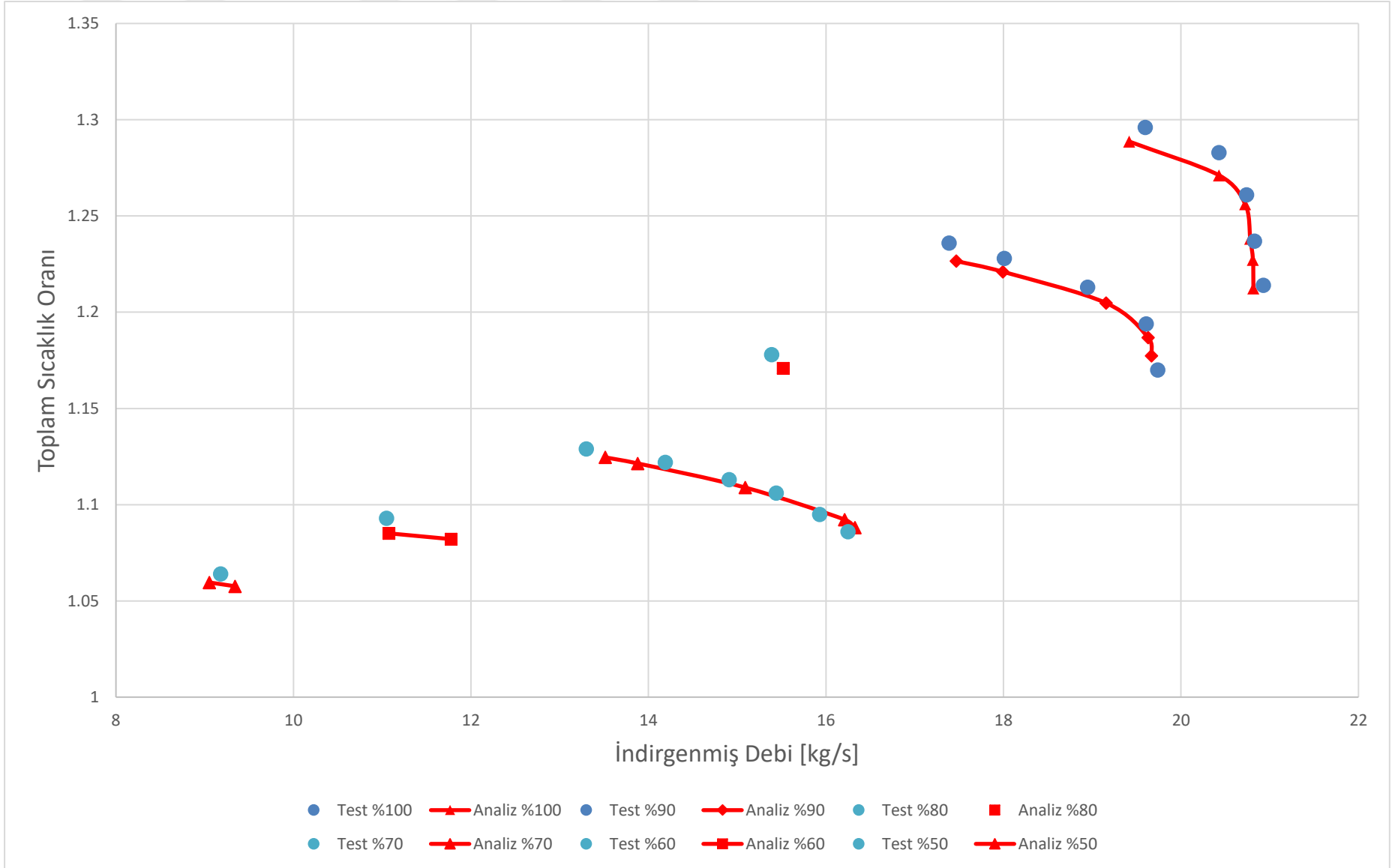
uzaktır. Dolayısıyla diğer hız eğrileri için analizler sadece k-epsilon modeli ile yapılmıştır. Şekil 2.16'da (k-epsilon türbülans modeli ile) kademe analizleri sonucu elde edilen haritanın (sıkıştırma oranı-indirgenmiş debi) test sonuçları ile kıyası incelenebilir. Şekil 2.17'de toplam sıcaklık oranı ve indirgenmiş debi; Şekil 2.18'de ise adyabatik verim ve indirgenmiş debi sonuçları test sonuçları ile kıyaslanmıştır.



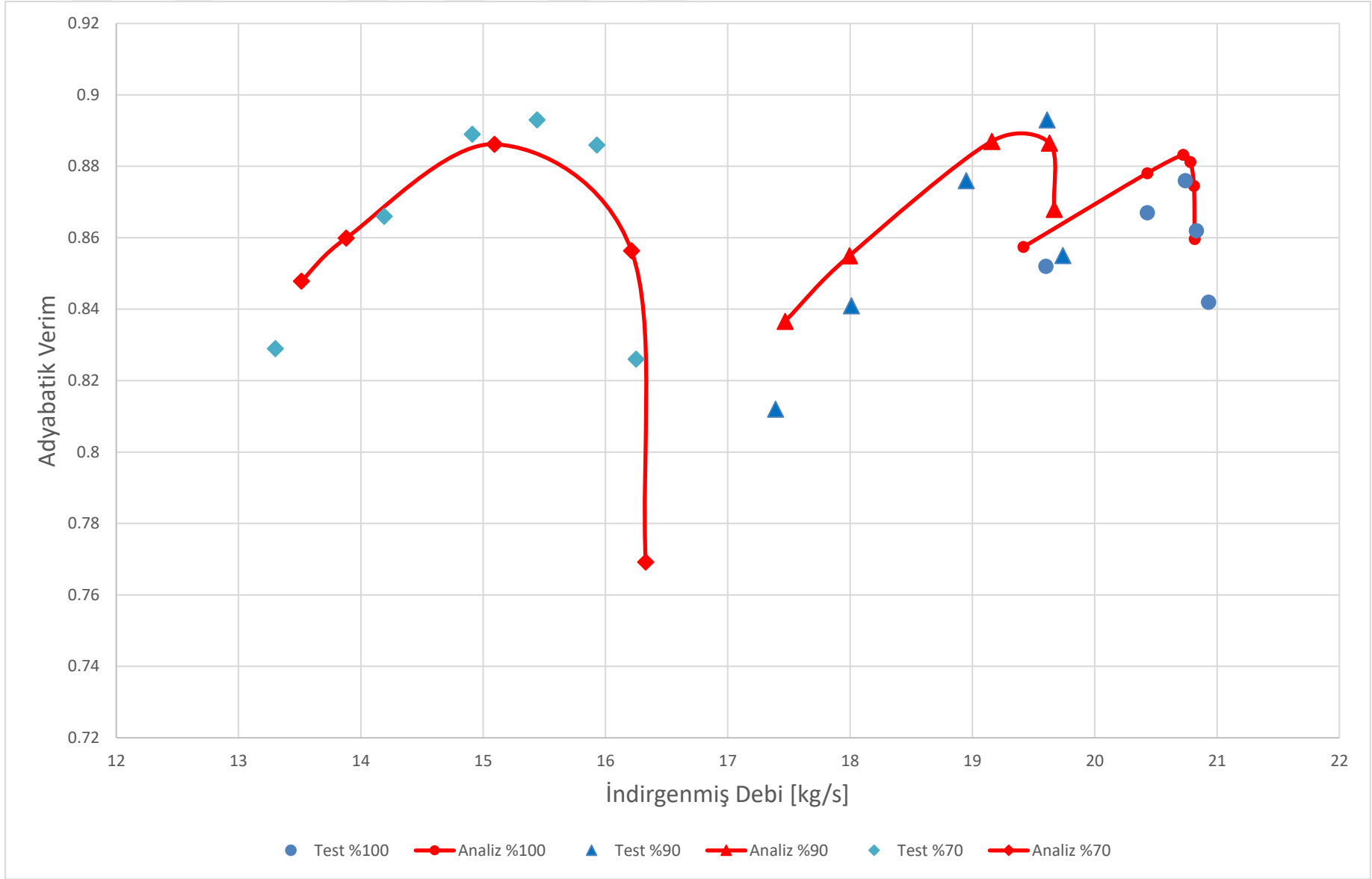
**Şekil 2.15 :** %100 hızda kademe analizi sonuçları ve test kıyası.



Şekil 2.16 : Sıkıştırma oranı - indirgenmiş debi.



Şekil 2.17 : Toplam sıcaklık oranı – indirgenmiş debi.



Şekil 2.18 : Adyabatik verim-indirgenmiş debi.

Alınan sonuçlar test ölçüm belirsizliği içerisinde yer almaktadır. Bu sonuçlar ile sonraki bölümlerde yapılacak olan analizlerin numerik modeli ve çözücüsü doğrulanmıştır. Dolayısıyla yapılacak olan analizlerde aynı numerik model (sayısal çözüm ağı sayısı, türbülans modeli vb.) kullanılacaktır. Son olarak Çizelge 2.3 ve Çizelge 2.4'te çalışmada kullanılan türbülans modellerinin katsayıları verilmiştir (CFX Solver Theory Guide).

**Çizelge 2.3:** K-epsilon türbülans modeli katsayıları (CFX Solver Theory Guide).

$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
$C_{\mu}$	0.09
$\sigma_k$	1.0
$\sigma_{\varepsilon}$	1.3

**Çizelge 2.4:** SST türbülans modeli katsayıları (CFX Solver Theory Guide).

$\beta'$	0.09
$\alpha_1$	5/9
$\alpha_2$	0.44
$\beta_1$	0.075
$\beta_2$	0.0828
$\sigma_{k1}$	1.176
$\sigma_{k2}$	1
$\sigma_{\omega 1}$	2
$\sigma_{\omega 2}$	1/0.856

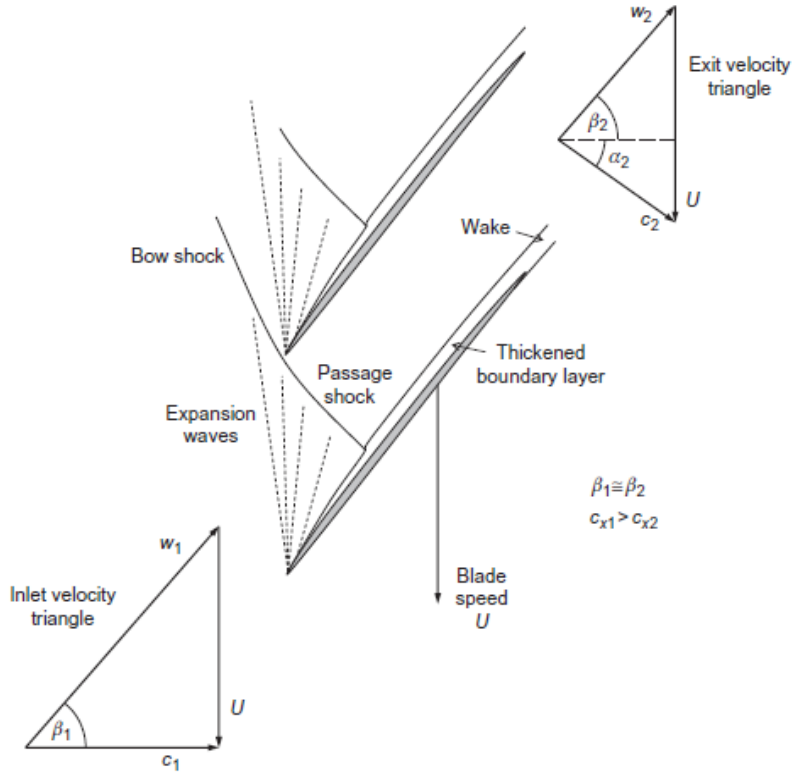
### 3. SAYISAL ANALİZLER

Çözücü doğrulama çalışmasından sonra Kale ARGE tarafından tasarlanan kompresörün ilk kademesinin performans haritası çıkartılacaktır. Daha sonra farklı eksenel lokasyonlarda çevresel yiv konfigürasyonu uygulanarak sayısal analizler, çevresel yiv konfigürasyonu olmayan performans haritası ile karşılaştırılacaktır. Çalışmada çevresel yiv seçilmesinin sebebi, literatür araştırmasında bu konfigürasyonun minimum verim kaybı ile kararlı çalışma aralığını genişletmesidir. Aynı zamanda imalat açısından da en kolay uygulanabilir metot olmasıdır. Sonuçlara geçmeden önce transonik kompresörlerde görülen şok yapıları ve bunların çalışma eğrisi boyunca nasıl değiştiği incelenecektir.

#### 3.1 Transonik Kompresörlerde Şok Yapıları

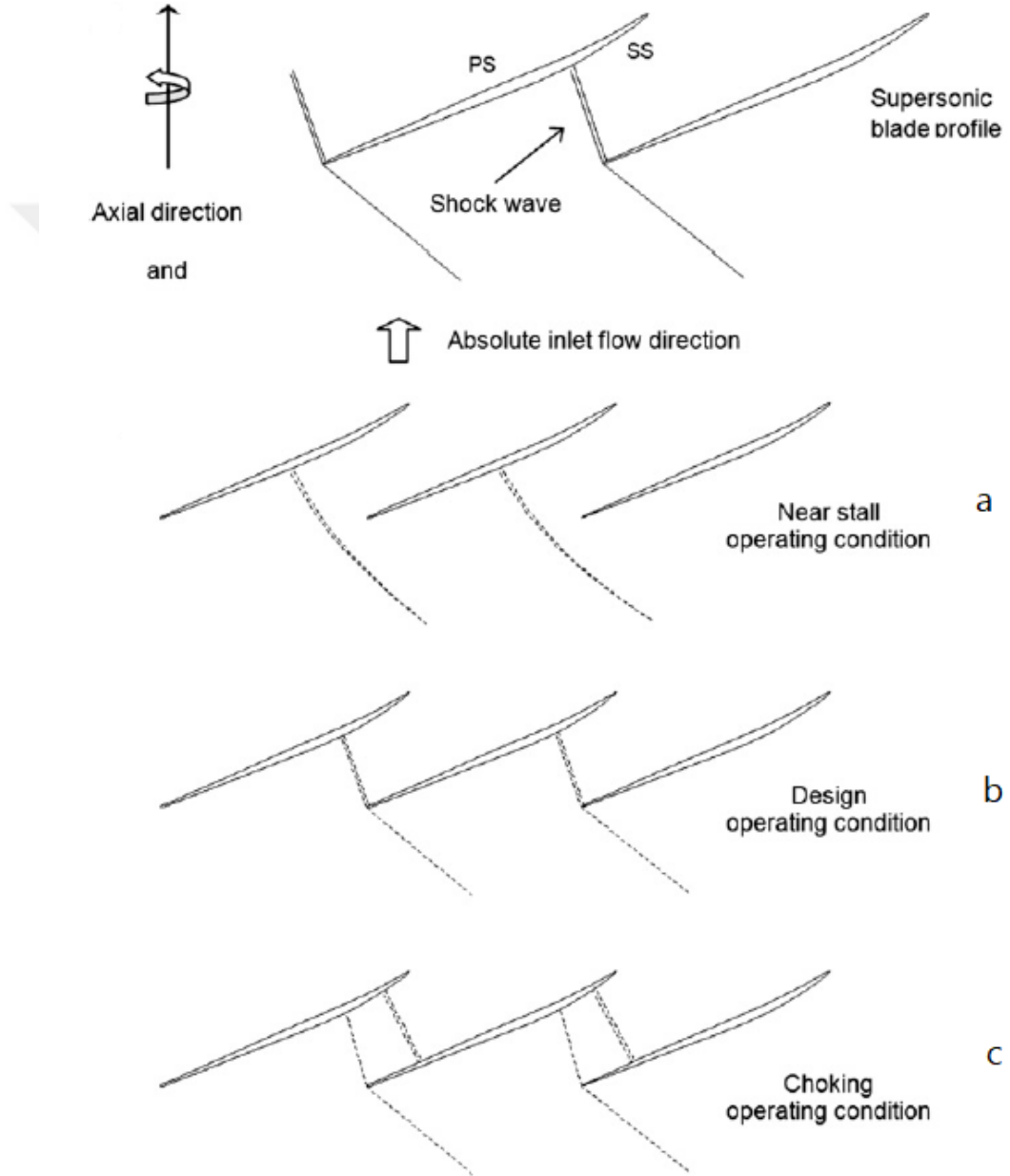
Transonik kompresörlerde akış kanatçıklara ses üstü gelmektedir. Dolayısıyla kanatlar arası bölgede (pasaj içerisinde) şok yapıları oluşmaktadır. Bu yapılar ses altı kompresörlere kıyasla daha fazla kayıp yaratarak kompresörün çalışma aralığını limitleyebilir. Kanada ses üstü hızla giren akış, Şekil 3.1’de gösterildiği üzere, kanadın hücum kenarında bow şok yaratmaktadır (Dixon ve Hall ,2014).

Bu şok kanadın emme yüzeyindeki sınır tabaka ile etkileşime girerek, kanadın arkasına doğru daha kalın bir sınır tabaka oluşturur. Kompresörün çalışma noktası değiştikçe pasaj şokunun yeri değişmektedir. Akış boğulduğunda bu şok arkaya doğru (kanadın kaçış kenarı-trailing edge) yerleşir. Düşük debide, yani kompresör kararsız çalışma noktasına daha yakın çalıştığında ise, şok ön tarafa yani hücum kenarına doğru gelir. Maksimum verim ise şok ön tarafta yani hücum kenarına yakın olduğunda gerçekleşir. Bunun sebebi ise şok kayıplarının, şok kanadın ön tarafında, yani hücum kenarında olduğunda minimum olmasıdır (Dixon ve Hall, 2014).



**Şekil 3.1** : Transonik kompresörlerde akış ( Dixon ve Hall, 2014).

Şekil 3.2’de ise transonik kompresörün aynı dönme hızında, sadece çalışma noktası değişikçe şok yapılarının değişimi aktarılmıştır (Biollo ve Benini, 2012). Burada, daha önce açıklandığı üzere şok yapılarının kompresörün çalışma aralığı boyunca değişimi daha net görülebilir. Şekil 3.2a’da kompresör minimum kararlı çalışma noktasında (stall noktasında) çalışmaktadır. Burada şok kanatlar arasındaki akış bölgesinden (pasaj içerisinden) ayrılarak kanadın hücum kenarına doğru yerleşir ve akışa daha dik hale gelir. Hem debi bu noktada daha az olduğundan hem de şok pozisyonundan ötürü, hücum açısı bu noktada daha yüksektir. Şekil 3.2b’de ise kompresör tasarım noktasında çalışmaktadır. Burada kanadın önünde oluşan şok kanatlar arasındaki akış bölgesine doğru girmektedir ve akışa daha paralel hale gelir. Şekil 3.2c’de ise kompresör boğulmaktadır. Burada şok akışa daha da paralel hale gelerek, kanatların arası bölgede ikinci bir şok oluşmaktadır. Kompresör bu noktada çalışırken şok kayıplarından ötürü Şekil 3.2’de ile kıyaslandığında daha verimsizdir (Biollo ve Benini, 2012).

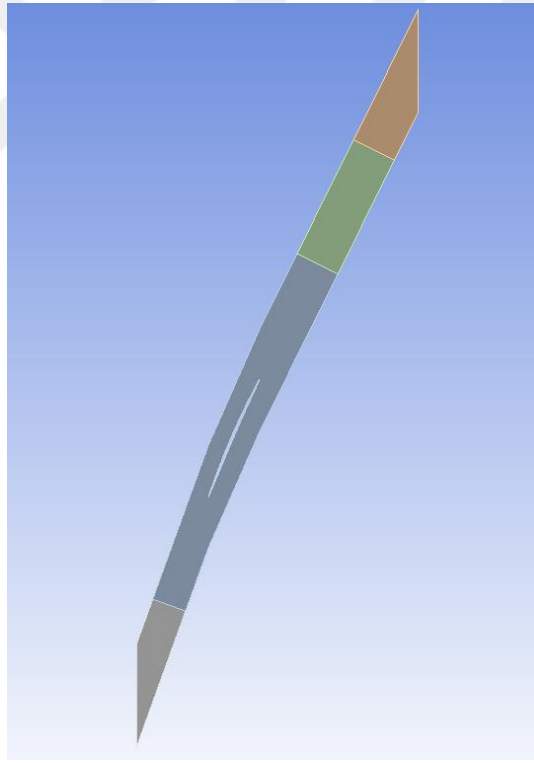


**Şekil 3.2 :** Kompresörün çalışma noktası ve şok yapılarının değişimi ilişkisi (Biollo ve Benini, 2012).

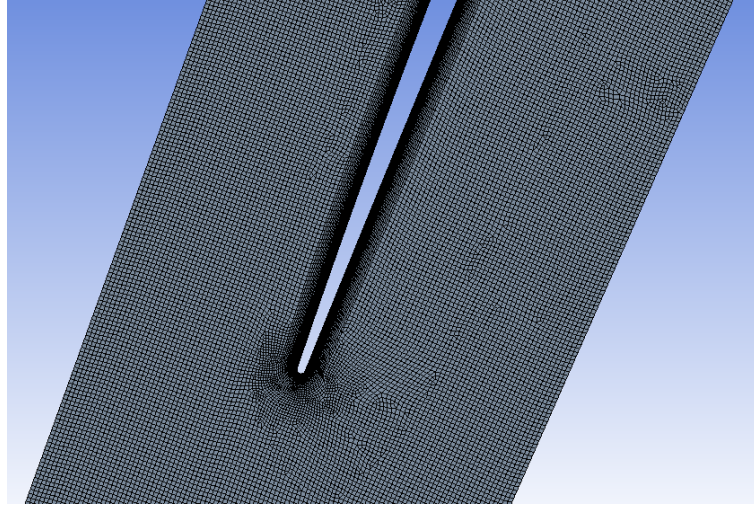
Gövde işleme yapılmamış olan, yani temel performans haritası analiz sonuçlarına geçmeden önce kompresör kararlı çalışma kriteri belirlenmeye çalışılacaktır. Ses üstü kaskat analizleri ile minimum kayıp katsayısının iki katına ulaştığı hücum açısı minimum kararlı çalışma noktası kabul edilecektir.

### 3.2 Ses Üstü Kaskat Analizleri

Bu çalışma için öncelikle kanat boyunun (span) %98'ine karşılık gelen kesitin profili çıkartılmıştır. Daha sonra bu profil iki boyutlu analiz edilmek üzere sayısal çözüm ağı oluşturulmuştur. Şekil 3.3'de söz konusu profil ve hesap akış bölgesi gösterilmiştir. Şekil 3.4'te ise sayısal çözüm ağı gösterilmiştir. Sayısal çözüm ağı, 155256 elemandan oluşup maksimum düzgünsüzlük değeri (skewness) 0.76'dır. Daha sonra iki boyutlu akış analizlerine geçilerek ses üstü kompresörlerde kararlı çalışma kriteri bulunmaya çalışılmıştır.



Şekil 3.3 : %98 kesit kanat profili ve akış alanı.



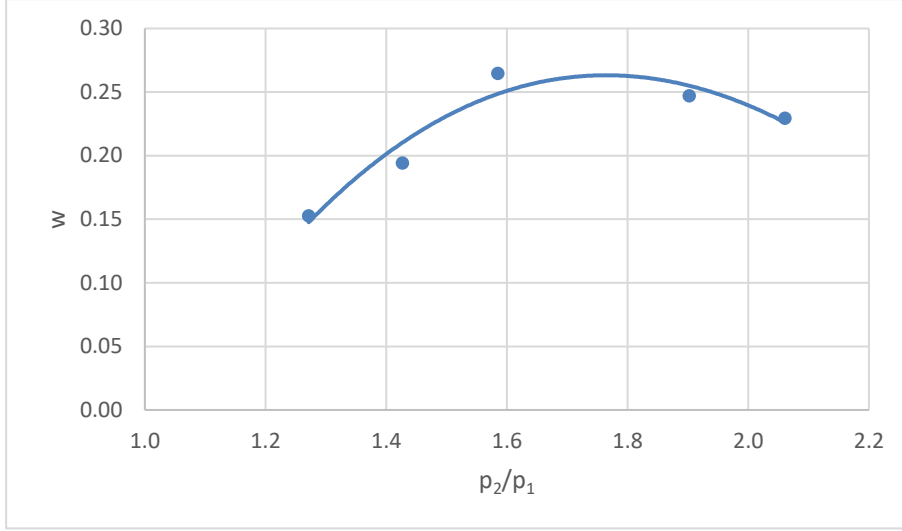
Şekil 3.4 : Sayısal çözüm ağı.

### 3.2.1 Ses üstü kaskat analiz sonuçları

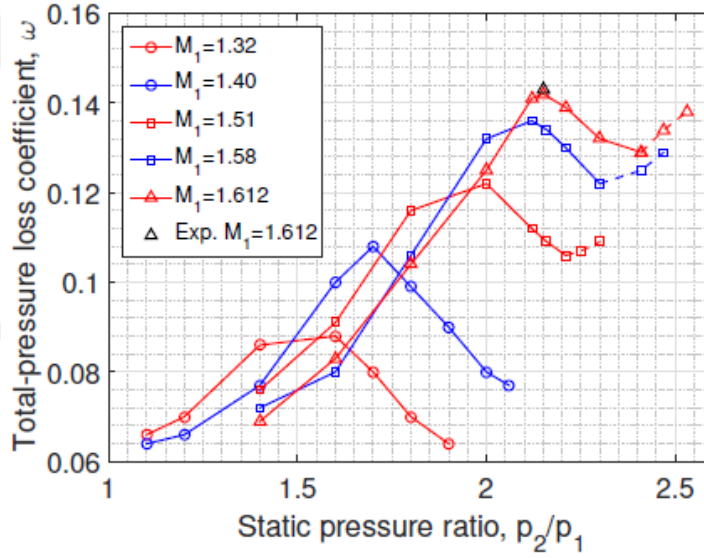
Analizlerde giriş ve çıkış koşulları üç boyutlu HAD analizlerinde hesaplanan giriş ve çıkış şartları ile yapılmıştır. Dolayısıyla kaskat hesaplamalarında üç boyutlu analizde %98 kesitte çizgi ortalamalı giriş ve çıkış Mach sayısı değeri sağlanmıştır. İlk çalışmalarda, tasarım hızı için (%100), giriş Mach sayısı 1.46, çıkış Mach sayısı ise 0.71'dir. Dolayısıyla önce bu değerler elde edilecek, sonrasında ise hücum açısı değiştirilerek kayıp katsayısı hesaplanacaktır. Denklem 3.1'de kayıp katsayısı formülü verilmiştir.

$$W = \frac{P_{t,giris} - P_{t,cikis}}{0.5 * \rho * W_{giris}^2} \quad (3.1)$$

Şekil 3.5'te farklı çıkış-giriş statik basınç oranlarındaki kayıp katsayısının değişimi görülebilir. Şekil 3.6'da ise Piovesan ve diğ.(2019) yaptıkları iki boyutlu transonik kaskat analizlerinden elde ettikleri sonuçlar gösterilmiştir. Şekil 3.5 ve Şekil 3.6 incelendiğinde statik basınç oranına bağlı olarak kayıp katsayısının değişimi benzer trend göstermiştir.

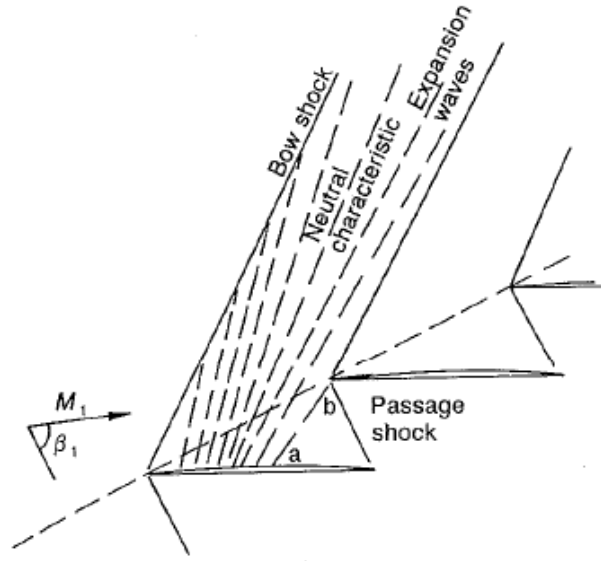


**Şekil 3.5 :** Farklı statik basınç oranlarındaki kayıp katsayısı değişimi



**Şekil 3.6 :** Statik basınç oranı-toplam basınç kayıp katsayısı ilişkisi (Piovesan ve diğ., 2019).

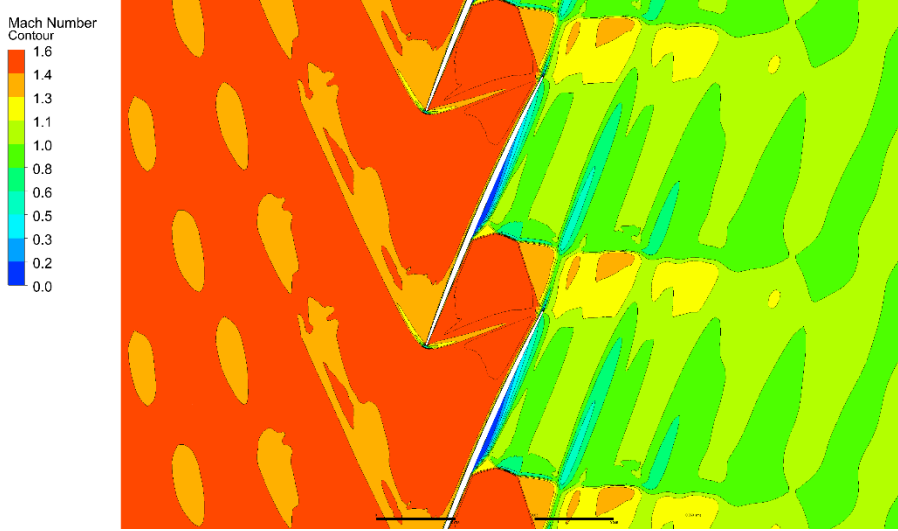
Akış analizlerinde, literatürde ifade edilenler ile paralel olarak, çıkış statik basıncının toplam basınç kayıplarına ve şok yapılarına büyük etkisi olduğu görülmüştür. Şekil 3.8’de görüleceği üzere çıkış statik basıncı arttıkça şok kanatlar arası bölgenin (pasaj) içerisinde ayrılarak kanadın hücum kenarına doğru hareket eder. Çıkış statik basıncı daha da arttırılırsa kanadın hücum kenarında bulunan şok, pasaj sınır tabakası ile etkileşime girerek, sınır tabakanın kalınlığını arttırır.



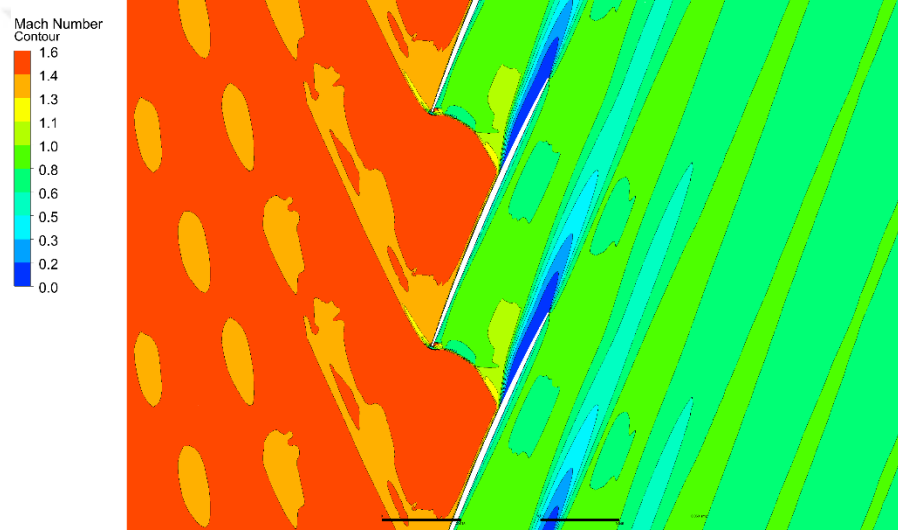
**Şekil 3.7 :** Özgün hücum açısı tanımı-unique incidence angle (Cumpsty, 1989).

Şekil 3.7’de ise özgün hücum açısı (unique incidence) tanımı gösterilmiştir (Cumpsty, 1989). Bu tanım ses üstü kanatlarda, kanadın önündeki şokun kanadın hücum kenarına yapışık, pasaj şokunun ise kanadın kaçış kenarına doğru yerleştiği çalışma noktası olarak tanımlanır. Cumpsty, ses üstü kaskat testlerinin daha çok boğulma (choked), bir diğer deyişle özgün hücum açısı noktasında yapıldığını, fakat kompresörlerin bu şartta çalışmadığını, dolayısıyla transonik kompresörün gerçekten çalıştığı nokta bilinemeyeceğinden kaskat testlerinden tasarım açısından yararlı bir bilgi elde edilemeyeceğini belirtmiştir (Cumpsty, 1989).

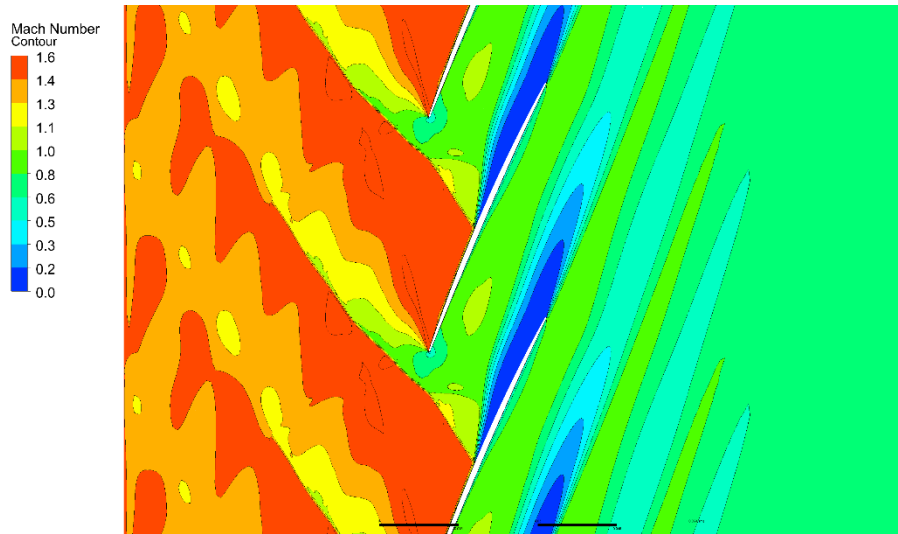
Yapılan analizlerde de buna paralel sonuçlar bulunmuştur. Şekil 3.8’de çıkış statik basıncı arttırıldıkça, boğulma noktasından, minimum kararlı çalışma noktasına doğru şok yapılarının değişimi aktarılmıştır. Dolayısıyla kararlı çalışma kriteri olarak sayısal analizlerin yakınsadığı maksimum çıkış statik basıncı, bir diğer deyişle, minimum kararlı çalışma debisi kabul edilecektir. Bu kriter Hembera ve diğ.(2008) ve Sakuma ve diğ.(2013) yaptıkları nümerik çalışmada kullandıkları kriterdir.



(a) ( $P_{s \text{ cikis}} = 100\text{kPa}$ )



(b) ( $P_{s \text{ cikis}} = 130\text{kPa}$ )

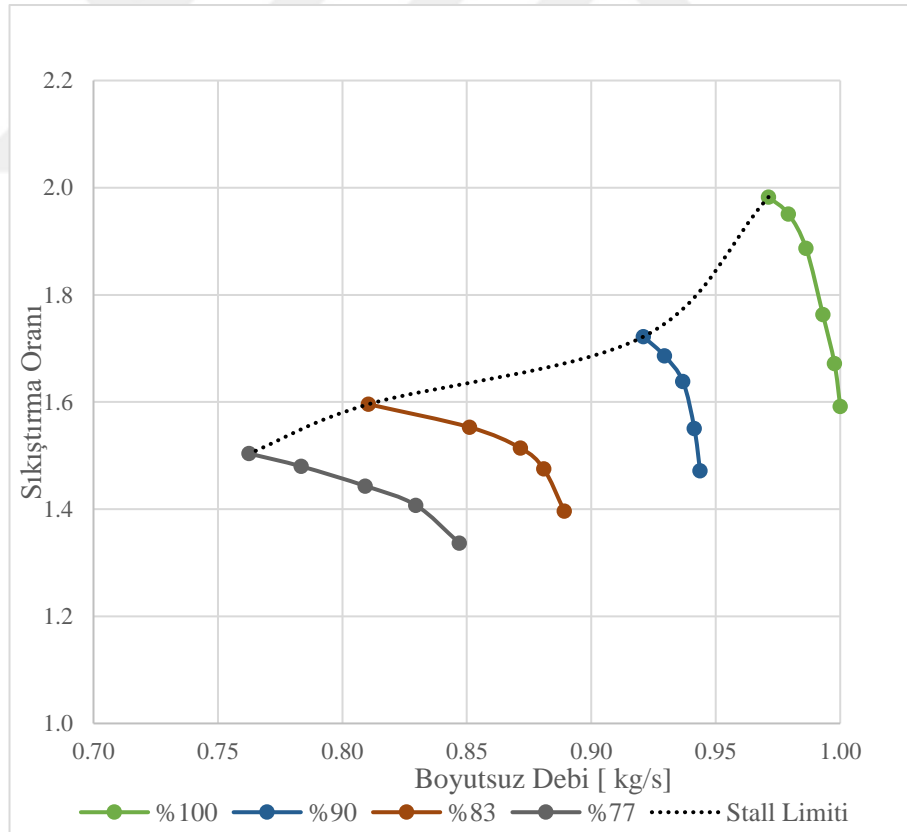


(c) ( $P_{s \text{ cikis}} = 150\text{kPa}$ )

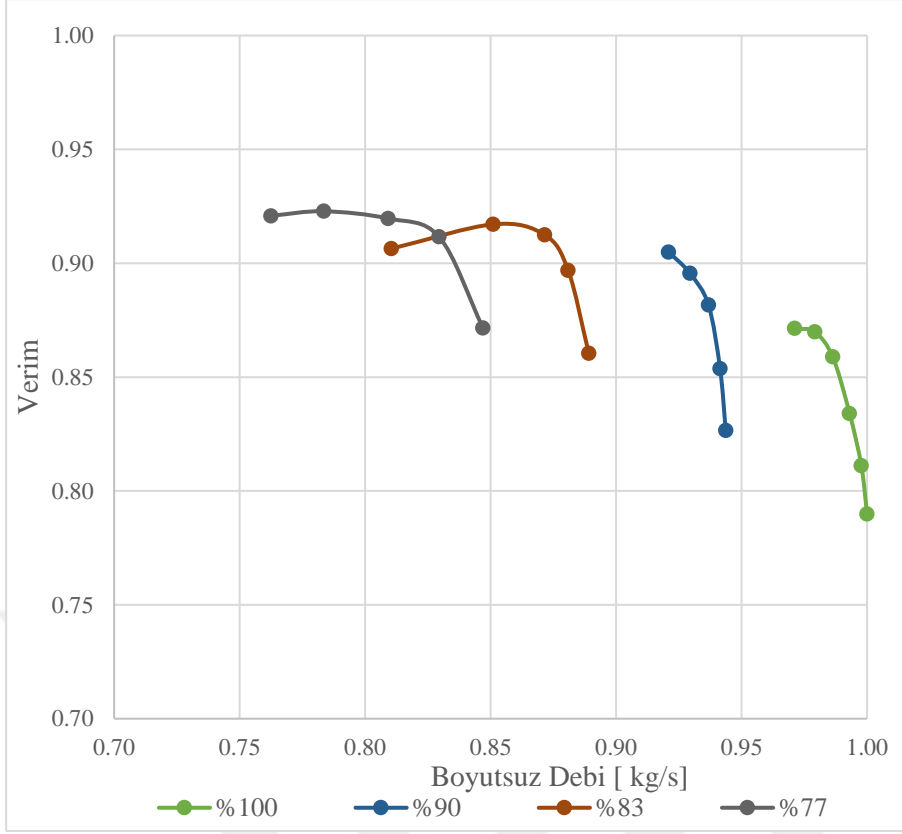
**Şekil 3.8** : Farklı çıkış statik basınçlarındaki (a)( $P_{s \text{ cikis}} = 100\text{kPa}$ ), (b)( $P_{s \text{ cikis}} = 130\text{kPa}$ ), (c) ( $P_{s \text{ cikis}} = 150\text{kPa}$ ) kaskat analizi Mach sayısı dağılımları.

### 3.3 Temel Performans Haritası

Kaskat analizlerinden sonra temel performans haritası daha önceden uygulanan metot ile çıkartılmıştır. İlk olarak tasarım hızında daha sonra ise daha düşük hızlarda çıkış sınır şartı olan statik basınç arttırılarak kararlı çalışma sınırı bulunmuştur. Sayısal çözümün elde edildiği son nokta, bu sınır olarak kabul edilmiştir. Bir diğer deyişle, analizin yakınsadığı maksimum statik basıncın olduğu nokta, kararlı çalışma sınırı olarak kabul edilmiştir. Şekil 3.9'da analiz sonucunda elde edilen baz Rotor1 performans haritası, yani sıkıştırma oranının boyutsuz debi ve boyutsuz devir sayısı ile olan değişimi aktarılmıştır. Bu harita çevresel yiv konfigürasyonları ile olan analizler ile kıyaslanacaktır. Burada debi tasarım hızında (%100) boğulma noktasına (maksimum debiye) göre boyutsuzlaştırılmıştır. Kararlı çalışma sınırı siyah kesikli çizgi ile belirtilmiştir. Şekil 3.10'da ise Rotor1'deki izantropik verimin boyutsuz debi ve boyutsuz devir sayısı ile olan değişimi aktarılmıştır.



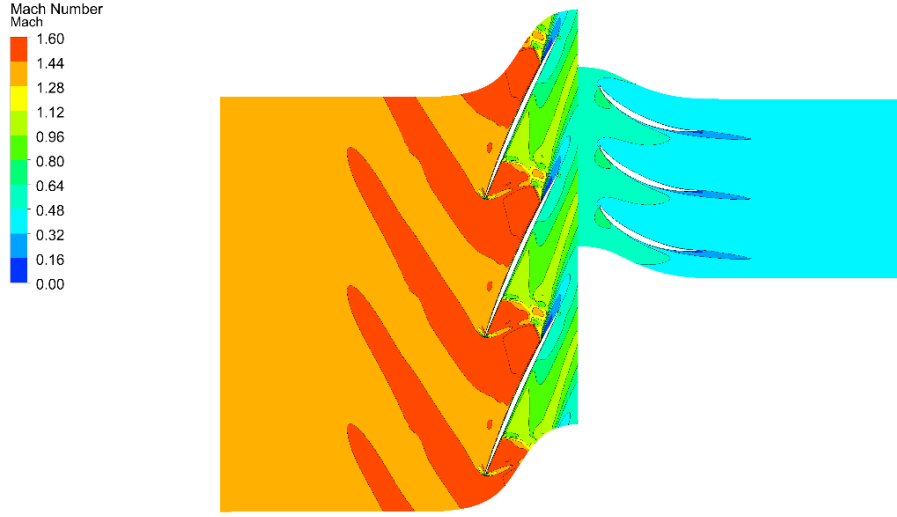
Şekil 3.9 : Rotor1'deki sıkıştırma oranının boyutsuz debi ve boyutsuz devir sayısı ile değişimi.



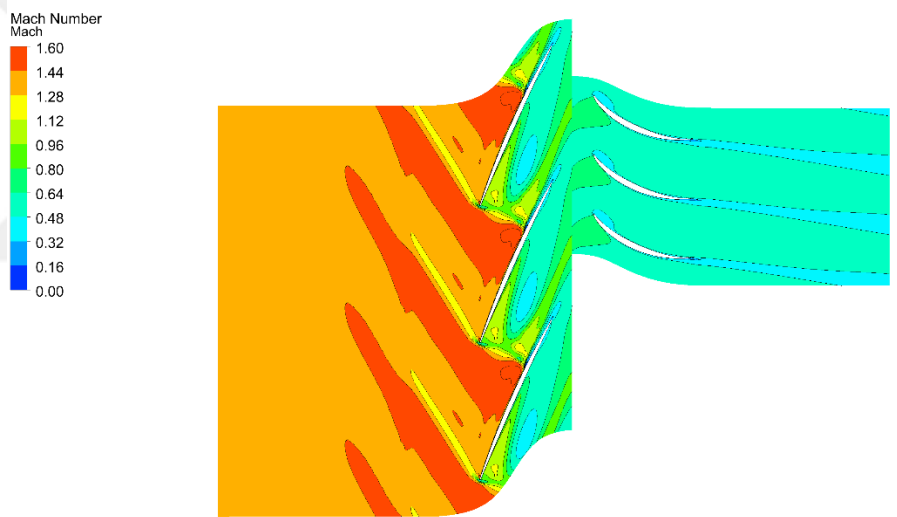
**Şekil 3.10** : Rotor1'deki verimin boyutsuz debi ve boyutsuz devir sayısı ile değişimi.

### 3.3.1 Temel model sonuçları

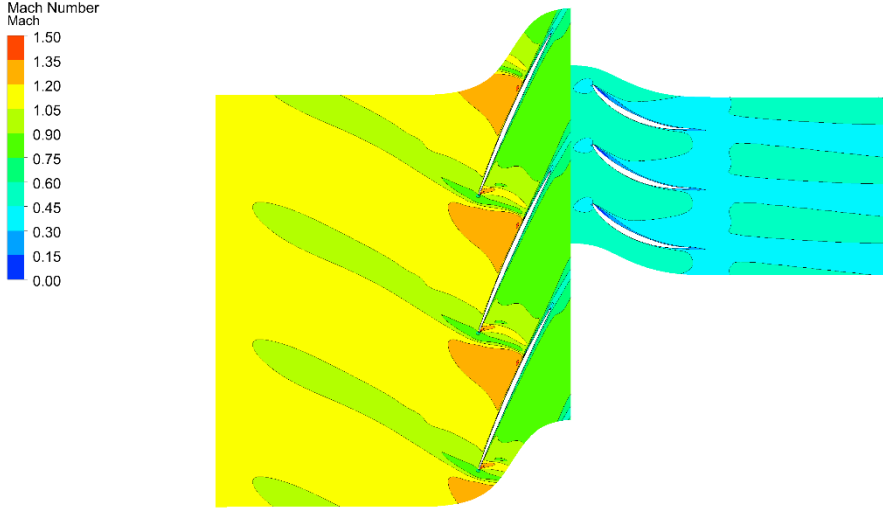
Çevresel yiv konfigürasyonu analizlerine geçmeden temel modelin (çevresel yiv konfigürasyonu uygulanmadan) bazı sonuçları gösterilecektir. Bu kısımda, kanat boyunun %90'ındaki kanatlar arasındaki aksenal simetrik yüzey üzerindeki Mach sayısının değişimi ve çevresel çizgisel ortalama hücüm açısının radyal doğrultuda (göbekten tipe) değişimi irdelenecektir.



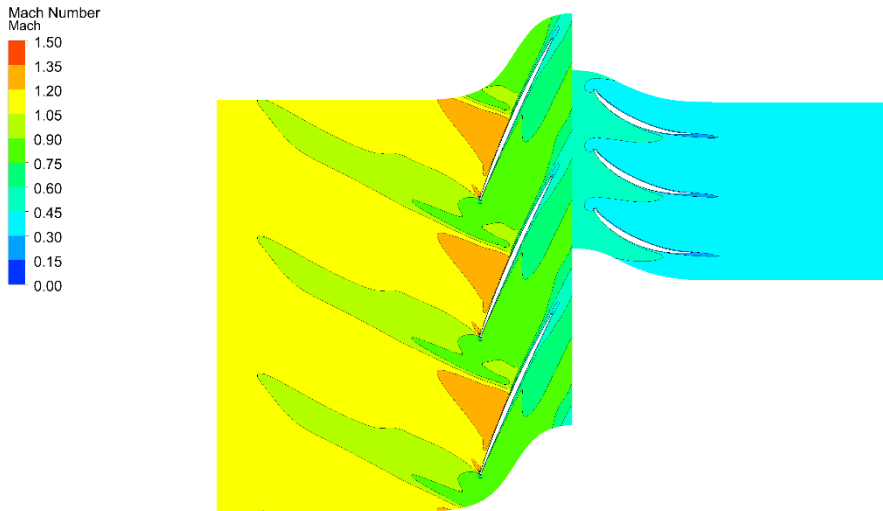
**Şekil 3.11 :** Çalışma noktasında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arasındaki aksel simetrik yüzey üzerindeki bağıl Mach sayısının değişimi - %100 hız.



**Şekil 3.12 :** Minimum kararlı çalışma (stall) noktasında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arasındaki aksel simetrik yüzey üzerindeki bağıl Mach sayısının değişimi - %100 hız



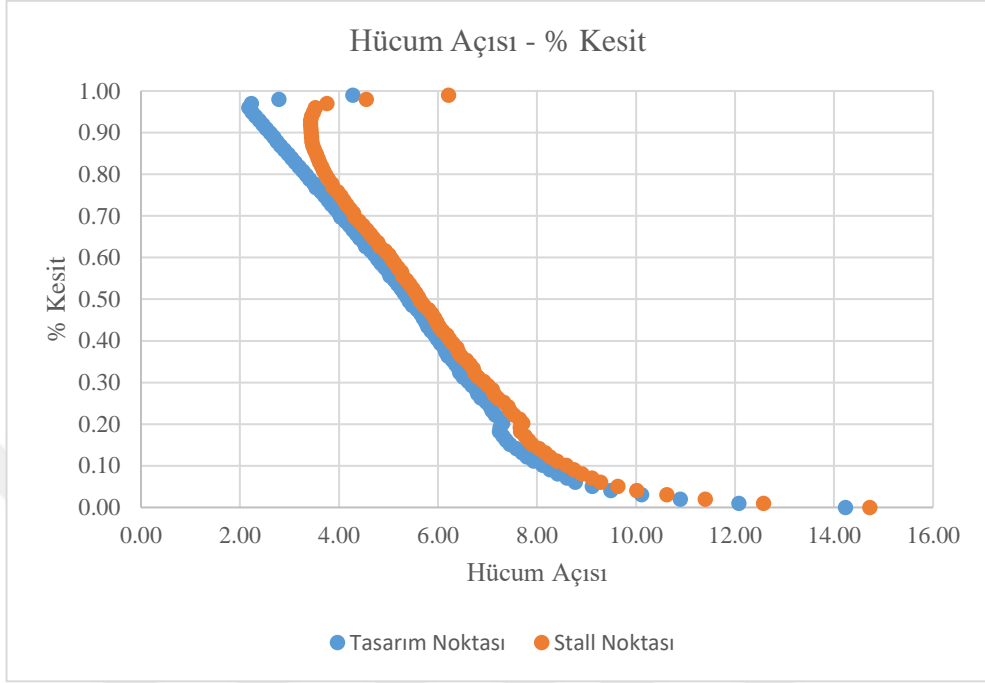
**Şekil 3.13 :** Çalışma noktasında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arasındaki aksel simetrik yüzey üzerindeki bağıl Mach sayısının değişimi - %77 hız.



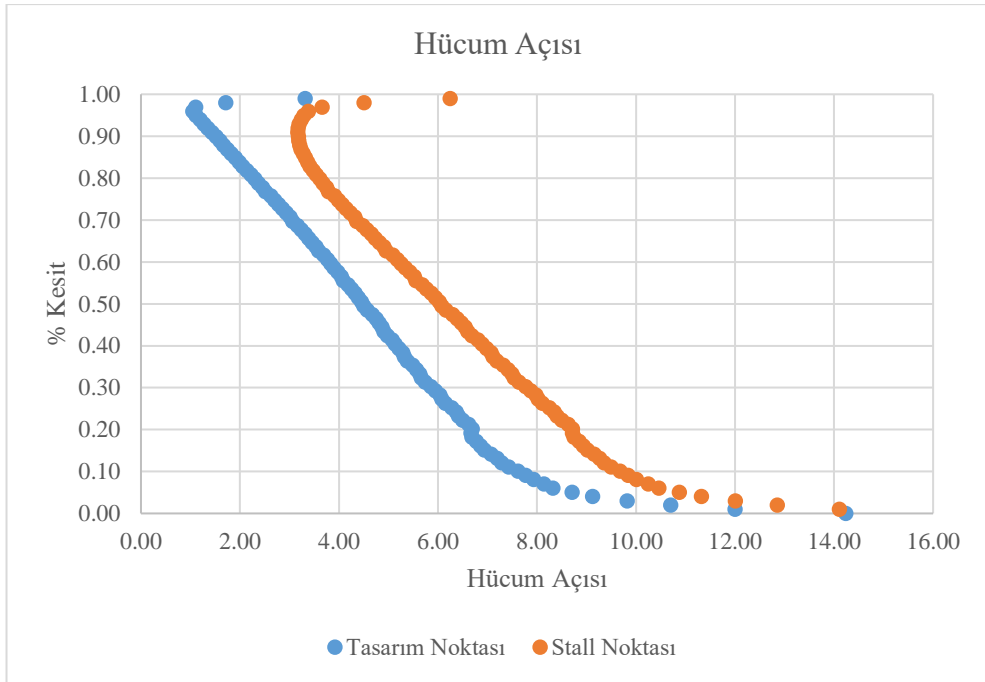
**Şekil 3.14 :** Minimum kararlı çalışma (stall) noktasında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arasındaki aksel simetrik yüzey üzerindeki bağıl Mach sayısının değişimi - %77 hız.

Şekil 3.11 ve 3.12'de tasarım hızında kanat boyunun %90'ına karşılık gelen kanatlar arası aksel simetrik yüzey üzerindeki bağıl Mach sayısının değişimi incelenebilir. Şekil 3.13 ve 3.14'de ise daha düşük hızda (%77), yine aynı kesitten alınan bağıl Mach sayısının değişimi görülebilir. Daha önce belirtildiği gibi transonik kompresörler minimum kararlı çalışma debisine yaklaştıkça oluşan şok öne, yani kanadın hücum kenarına doğru kaymaktadır.

Şekil 3.15 ve 3.16’da ise, %100 ve %77 hızdaki çevresel çizgisel ortalama hücum açısının göbekten tipe değişimi gösterilmiştir. Burada minimum kararlı çalışma debisine (stall noktasına) yaklaştıkça hücum açısının artışı görülebilir



Şekil 3.15 : Tasarım hızında çevresel çizgisel ortalama hücum açısının göbekten tipe değişimi.



Şekil 3.16 : %77 hızda çevresel çizgisel ortalama hücum açısının göbekten tipe değişimi.

### 3.3.2 Temel model sayısal çözüm ağından bağımsızlık çalışması

Çevresel yiv konfigürasyonu analizlerine geçmeden önce sayısal çözüm ağından bağımsızlık çalışması (mesh independence study) yapılmıştır. Toplam sayısal çözüm ağı sayısı %50 artırılıp, %50 azaltılarak sonuçlar incelenmiştir. Çizelge 3.1’de analiz edilen akış hacimlerinin sayısal çözüm ağı sayıları görülebilir. Çalışmadaki analiz yükü çok fazla olduğundan tek bir nokta seçilerek bu çalışma yapılmıştır.

**Çizelge 3.1 :** Üç farklı sayısal çözüm ağı eleman sayısı dağılımı.

	İyi	Orta	Kaba
Rotor	2433862	1708228	1184429
Stator	863175	591675	414225

Çizelge 3.2’de ise seçilen çalışma noktasında yapılan sayısal analizlerin sonuçları aktarılmıştır. Sonuçlardan görülebileceği üzere, üç farklı sayısal çözüm ağı aynı sonuçları vermiştir. Fakat önceki bölümde yapılan validasyon çalışması ve kararsız çalışma noktalarındaki analizler de düşünülerek orta sayısal çözüm ağı ile sonraki analizlere devam edilmiştir.

**Çizelge 3.2 :** Farklı sayısal çözüm ağları ile yapılan analizlerin sonuçları.

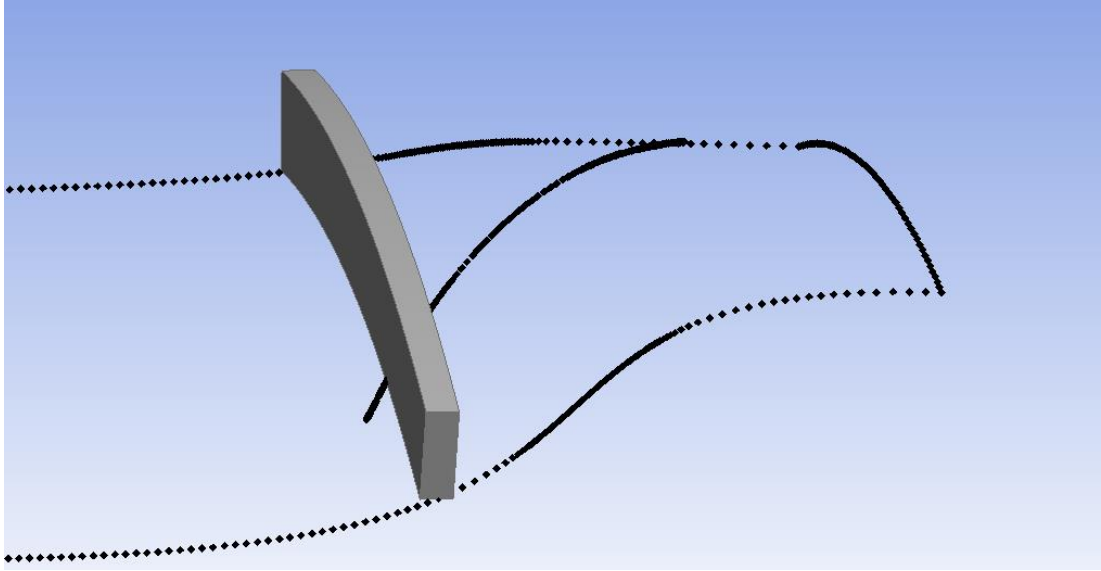
	İyi	Orta	Kaba
Rotor Sıkıştırma Oranı	1.672	1.672	1.673
Rotor Adyabatik Verim	0.813	0.811	0.809
Rotor Toplam Sıcaklık Oranı	1.195	1.195	1.195
Kademe Sıkıştırma Oranı	1.642	1.642	1.642
Kademe Adyabatik Verim	0.778	0.778	0.776
Kademe Toplam Sıcaklık Oranı	1.195	1.196	1.196
Boyutsuz Debi	0.998	0.998	0.998

### 3.4 Çevresel Yiv Konfigürasyonları

Temel performans haritası elde edildikten sonra her %10 aksenal kord boyuna çevresel yiv konfigürasyonları sırasıyla uygulanmıştır. Uygulamaya %10'dan başlanarak %90 aksenal kord boyuna kadar devam edilmiştir. Tüm çevresel yiv konfigürasyonları aynı yüksekliğe ve genişliğe sahiptir. Genişlik olarak aksenal kord boyunun %7'si, yükseklik olarak ise kord boyunun %21 (en-boy oranı 3) seçilmiştir. Bu değerler Sakuma ve diğ. (2013) Rotor37 üzerinde uyguladıkları ve aynı çalışmada uygulanan analiz metodu ile kararlı çalışma aralığı genişlemesi sağladıkları konfigürasyondan alınmıştır.

#### 3.4.1 Çevresel yiv geometrisi

Çevresel yiv konfigürasyonun geometrik özellikleri belirlendikten sonra 3B geometrisi oluşturulmuştur. Şekil 3.17'de %10 aksenal kord boyuna uygulanmış yiv görülebilir. Siyah noktalar Rotor1 kanat ve akış alanı sınırını simgeler. Geometri ANSYS içerisinde yer alan "Design Modeler" programı ile oluşturulmuştur.

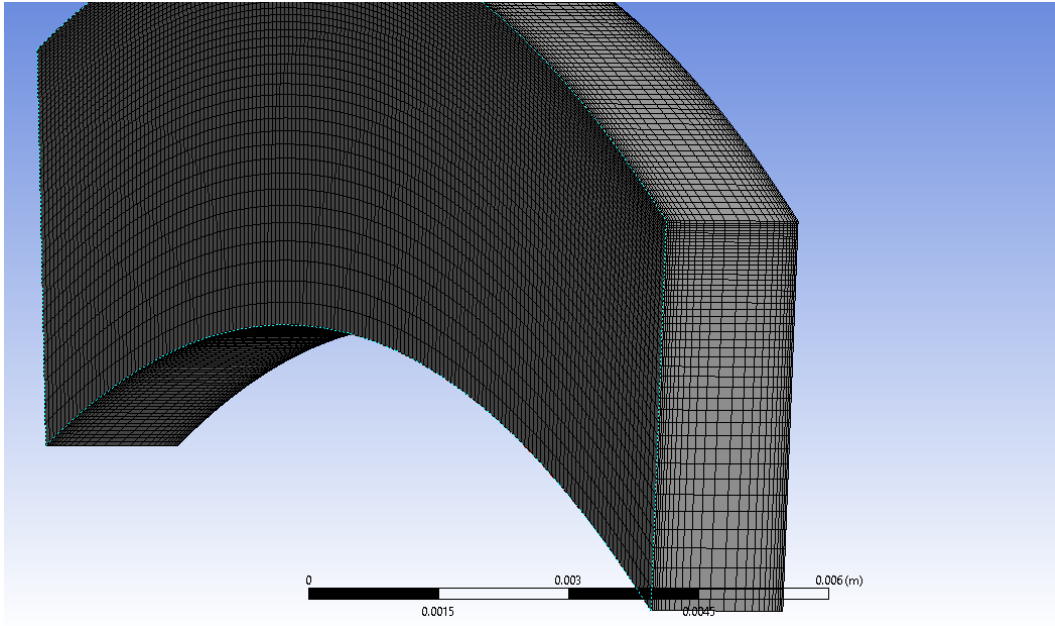


Şekil 3.17 : %10 aksenal kord boyuna yerleştirilmiş yiv.

#### 3.4.2 Yiv sayısal çözüm ağı

Geometri oluşturulduktan sonra sayısal çözüm ağı tüm konfigürasyonlar için aynı şekilde oluşturulmuştur. Şekil 3.18'de oluşturulan sayısal çözüm ağı incelenebilir.

Yivlerin çevresel ve açısıl konumları değişiyor olsa da, geometrik özellikleri değişmediği için sayısal çözüm ağı aynıdır.



Şekil 3.18 : Çevresel yiv konfigürasyonu için oluşturulmuş sayısal çözüm ağı.

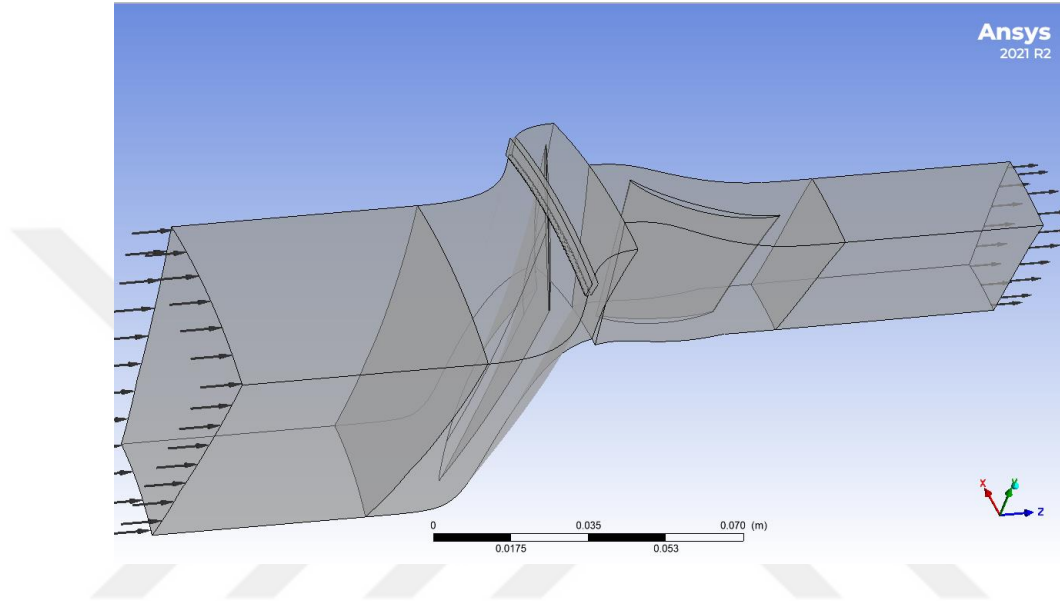
### 3.4.3 Sayısal (numerik) model

Sayısal çözüm ağı oluşturulduktan sonra analiz modeli oluşturulmuştur. Öncelikle 3.2’de çıkartılmış olan performans haritasına ait rotor ve stator akış alanı ve model aynı tutulmuştur. Bu alanın tip kısmına bir önceki bölümde oluşturulan sayısal çözüm ağı ayrı ayrı içeri aktarılmıştır. Rotor döner, yiv ise dönmez akış alanları olduğu için bu ikisi arasında bulunan yüzey “frozen rotor” yaklaşımı ile modellenmiştir. Performans haritası çıkartılırken periyodik çözüm yapıldığı için yiv geometrisi de buna göre oluşturulmuştur. Bir diğer deyişle, yiv geometrisi de periyodik çözüm yapılacak şekilde oluşturulmuştur. Burada üzerinde durulması gereken nokta; gerçekleşen akış kararsızlığı (stall), periyodik değildir. Bir diğer deyişle, döner akış kararsızlığı (rotating stall) periyodik değildir. Fakat sayısal model periyodik olarak çözüldüğü için gerçekleşen akış kararsızlığı da periyodik varsayılmıştır.

Çizelge 3.3’de bu konfigürasyonların isimlendirmesi gösterilmiştir. Şekil 3.19’da ise akış hesaplama alanı ve yiv beraber görülebilir.

**Çizelge 3.3** : Çevresel yiv konfigürasyonları isimlendirmesi.

Eksenel Konum	İsim
%10 Eksenel Kord	G1
%20 Eksenel Kord	G2
.	
.	
.	
%90 Eksenel Kord	G9



**Şekil 3.19** : Rotor, stator ve %50 eksenel kord boyunca yerleştirilmiş yiv akış alanı.

Sayısal model de oluşturulduktan sonra analizlere geçilmiştir. Bu analizler daha önce belirtildiği gibi temel performans haritası ile kıyaslanarak, hangi eksenel kord boyuna yerleştirilen yivin daha geniş bir kararlı çalışma aralığı sağladığı tespit edilmeye çalışılacaktır.

### 3.5 Yiv Konfigürasyon Sonuçları

Daha önce belirtildiği gibi analizler en son yakınsadığı noktaya kadar çözülmüştür. Çıkış statik basıncı 1 kPa artırılarak ıraksadığı nokta kararlı çalışma sınırı olmuştur. Bu analizler yine temel performans haritasında olduğu gibi dört farklı hız için koşulmuştur.

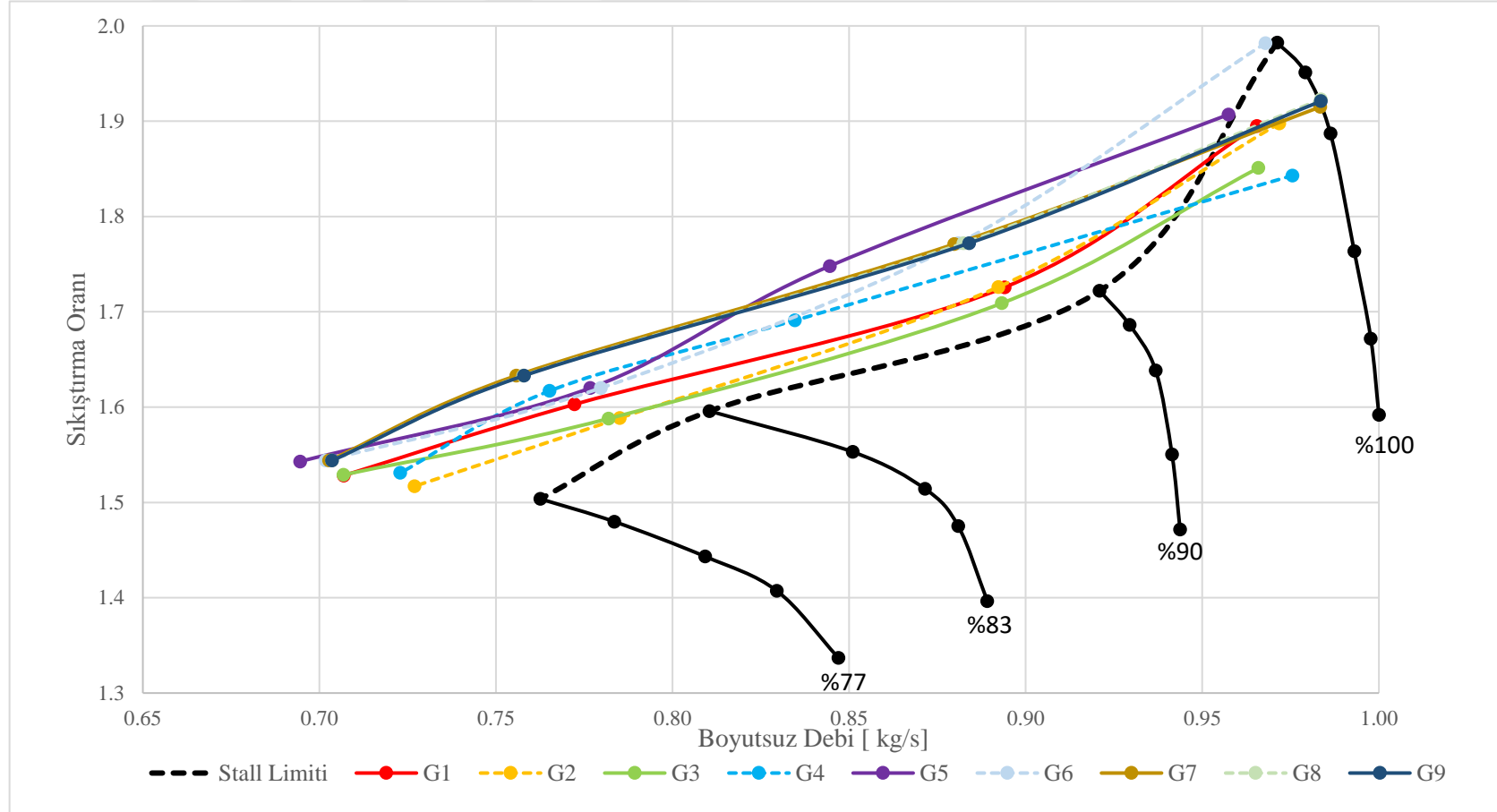
Şekil 3.20’de temel performans haritası kararlı çalışma sınırı, çevresel yiv konfigürasyonlarının kararlı çalışma sınırı ile kıyaslanmıştır. Burada ilk göze çarpan sonuç tüm konfigürasyonların düşük hızlara gittikçe (örneğin; %100 hızdan %77 hıza

gidildiğinde) kararlı çalışma noktası daha küçük debilere kaymakta, başka bir deyişle kararlı çalışma bölgesi genişlemektedir. Tasarım hızında (%100 hız) ise uygulanan yiv, sıkıştırma oranını azaltmıştır.

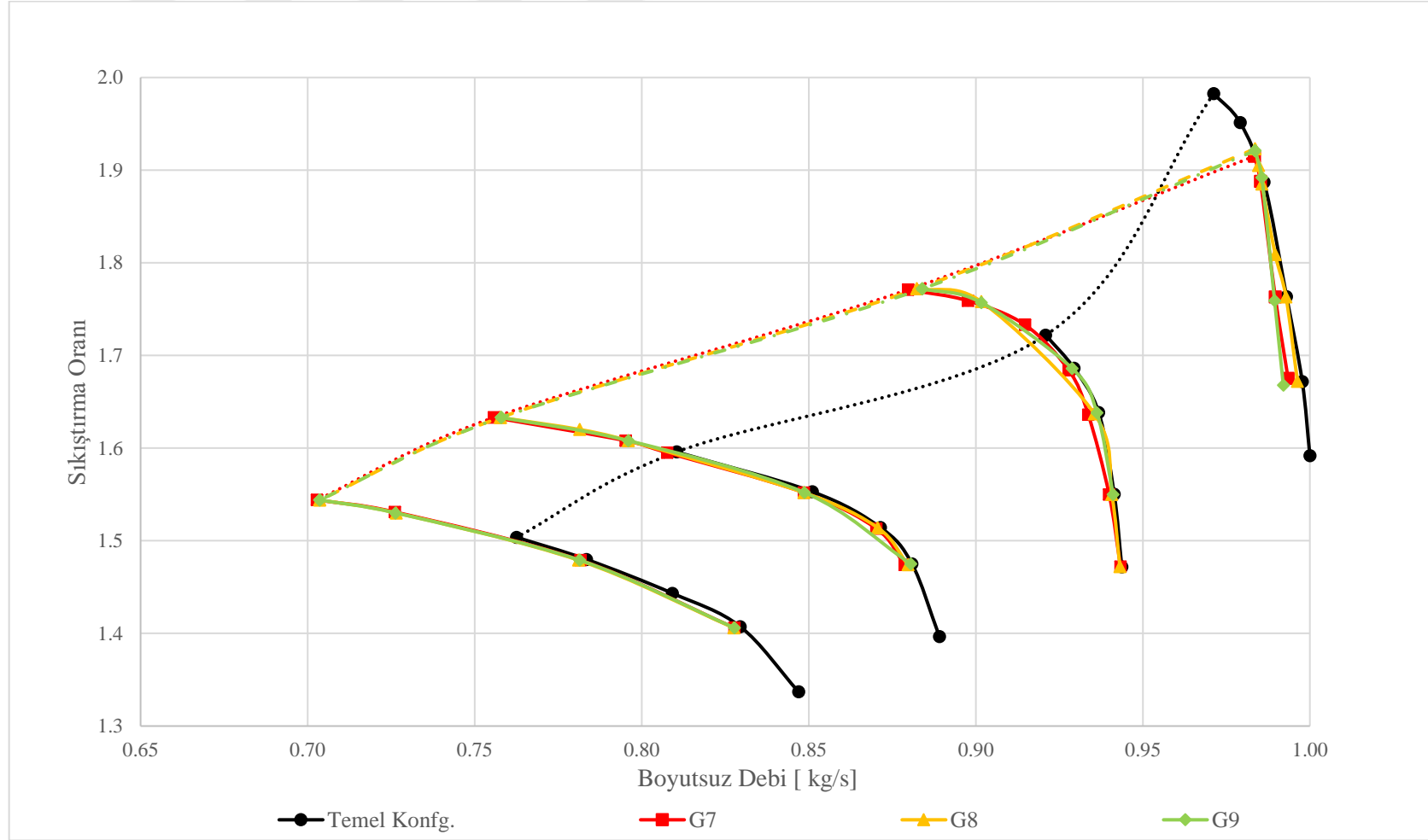
Rotor1, %100 devir sayısında boğulmuş durumda olup, %77 devir sayısında boğulmuş değildir. Dolayısıyla düşük hızlarda kararlı çalışma aralığı artışı daha çok amaçlanan bir durumdur.

Literatür araştırmasında belirtildiği gibi, özellikle Bailey (1972) yaptığı çalışmada, kanadın kaçış kenarına yakın yerleştirilen yivlerin kararlı çalışma aralığını genişletmediğini belirtmiştir. Fakat burada göze çarpan sonuç ise, analiz sonuçlarında, kanadın kaçış kenarına yakın yerleştirilen yivlerin (G7, G8 ve G9), Bailey (1972)'nin bulgularının aksine, kararlı çalışma aralığını genişlettiği görülmüştür. G7, G8 ve G9 konfigürasyonlarının analiz sonuçları, basınç-boyutsuz debi bazında, (Şekil 3.21) neredeyse aynıdır. G7, G8 ve G9 konfigürasyonlarının kararlı çalışma aralığını genişletmesinin nedeni tam olarak yorumlanamamakla birlikte sayısal yöntem kaynaklı olduğu düşünülmektedir. Bir diğer deyişle, söz konusu yiv konfigürasyonlarının numerik kararlılık (numerical stability) sağladığı üzerinde durulmaktadır.

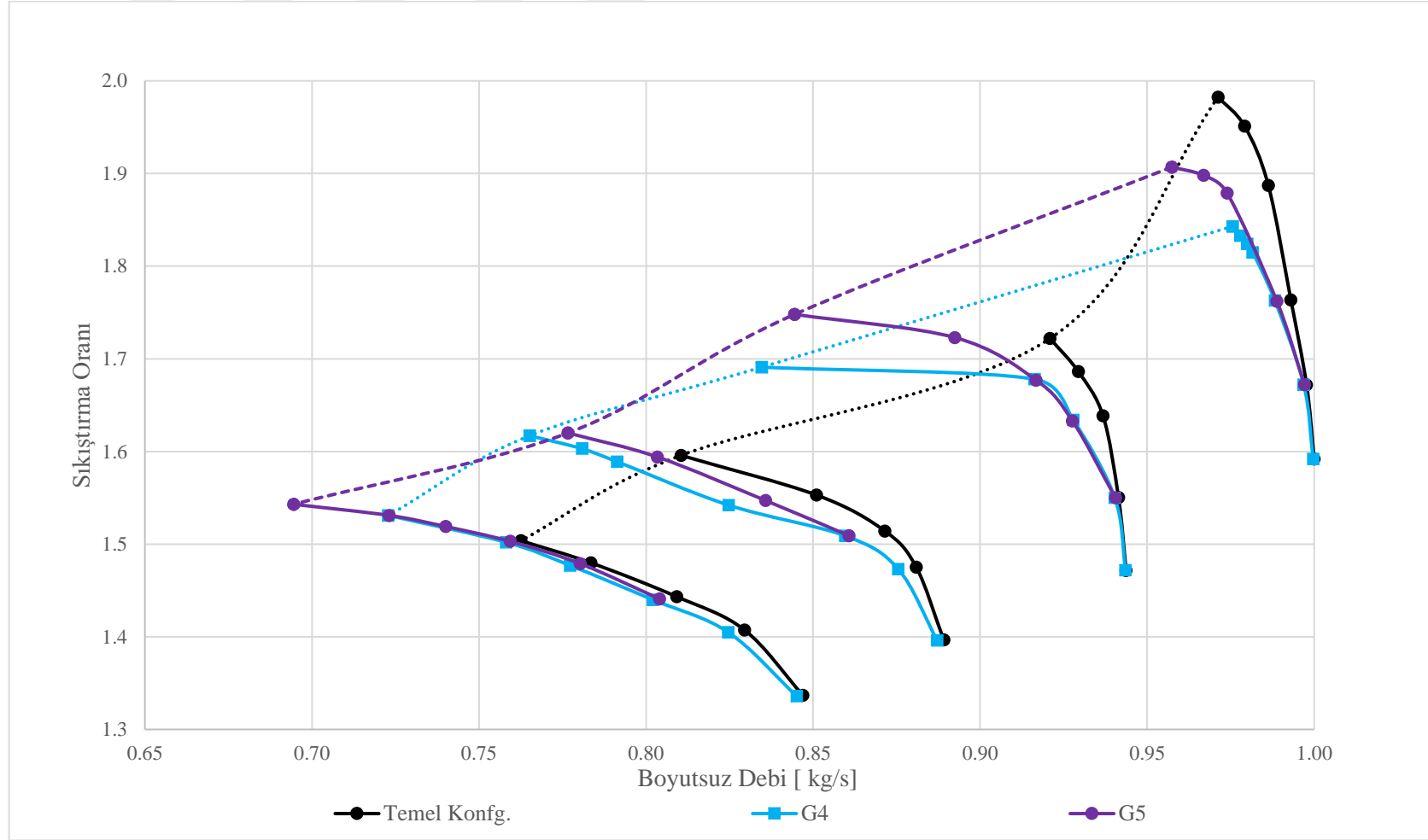
Yine Şekil 3.20'de görüleceği üzere düşük hızlarda kararlı çalışma aralığını en çok genişleten konfigürasyonlar G4 ve G5'tir. Şekil 3.22'de G4 ve G5 konfigürasyonları temel konfigürasyon ile karşılaştırılmıştır ve görüleceği üzere düşük hızda (%77) basınç-boyutsuz debi ilişkisi üzerinde, yivler performans olarak bir etkiye yol açmamakta fakat kararlı çalışma aralığını önemli ölçüde genişletmektedir. Rotor1'in devir sayısı arttıkça, G4 ve G5 konfigürasyonları basınç oranı azalmasına yol açmakta ve söz konusu azalma devir sayısı ile artmaktadır. Düşük hızlarda kararlı çalışma aralığında benzer bir genişleme sağlanmış olsa da tasarım hızında ve ara devirlerde G4 konfigürasyonu, G5 konfigürasyonuna göre daha düşük sıkıştırma oranına sahiptir. Dolayısıyla en başarılı konfigürasyon G5 konfigürasyonudur. G5 konfigürasyonu tasarım hızında %1.5 minimum kararlı çalışma debisi azalması sağlarken rotor maksimum sıkıştırma oranı %4 azalmıştır. Düşük hızda (%77 tasarım hızında) G5 konfigürasyonu %9 minimum kararlı çalışma debisi azalması sağlamıştır. Şekil 3.22'de görüleceği üzere bu debi azalmasına rağmen rotor sağlıklı bir şekilde sıkıştırma oranını arttırmıştır.



Şekil 3.20 : Temel performans ve çevresel yiv konfigürasyonları kararlı çalışma sınırlarının karşılaştırılması.

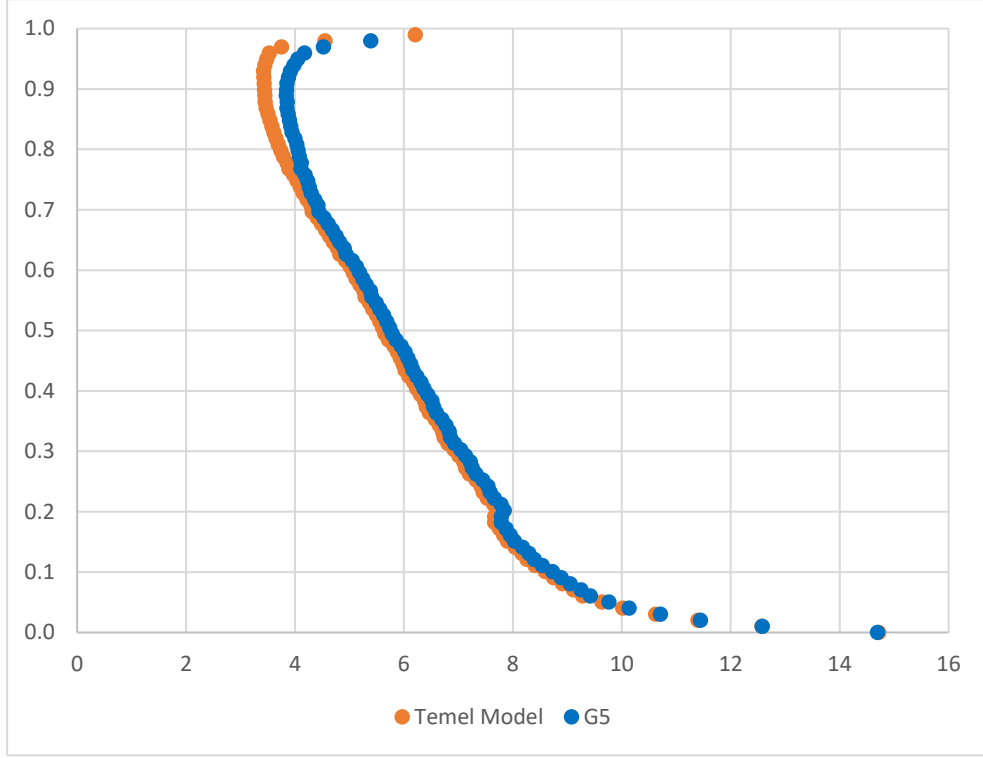


Şekil 3.21 : G7, G8 ve G9 konfigürasyonlarının temel performans haritası ile karşılaştırılması.

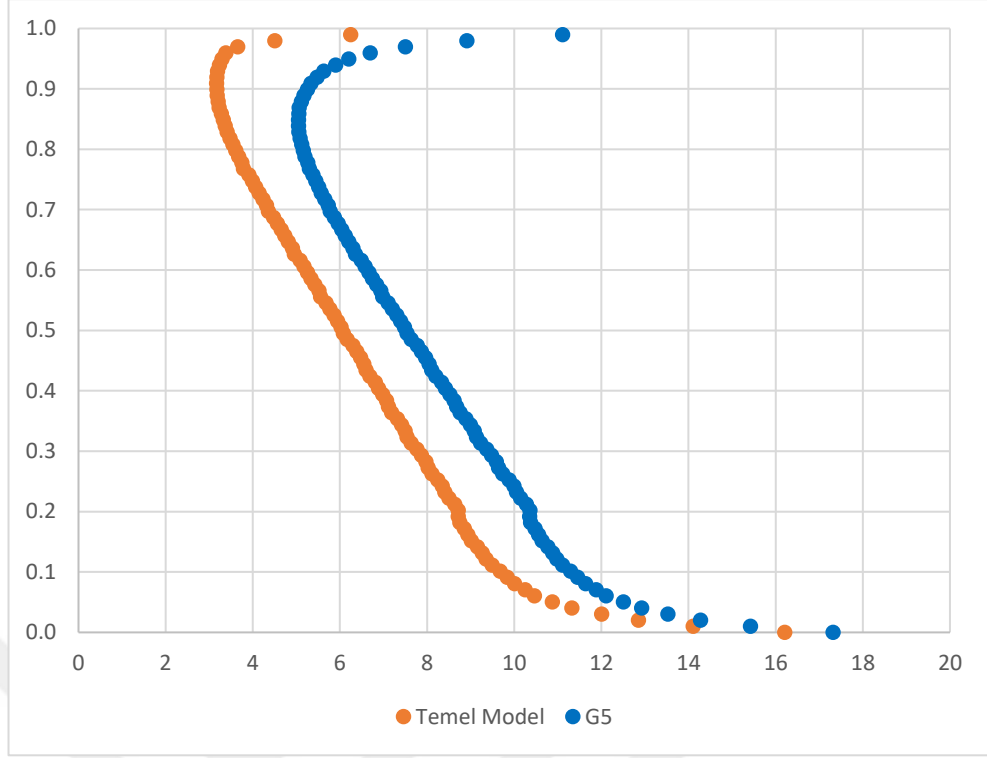


Şekil 3.22 : G4 ve G5 konfigürasyonlarının temel performans haritası ile karşılaştırılması.

Şekil 3.23’de G5 konfigürasyonu ile temel modelin, %100 hız ve minimum kararlı çalışma debisinde, çevresel çizgisel ortalama hücum açılarının göbekten tipe olan değişimi karşılaştırılmıştır. Şekil 3.24’de ise aynı kıyaslama %77 hız için yapılmıştır. Burada görüleceği üzere tasarım hızında sadece tip kısmında, düşük hızda ise daha yüksek hücum açılarında çözüm sağlanmıştır.

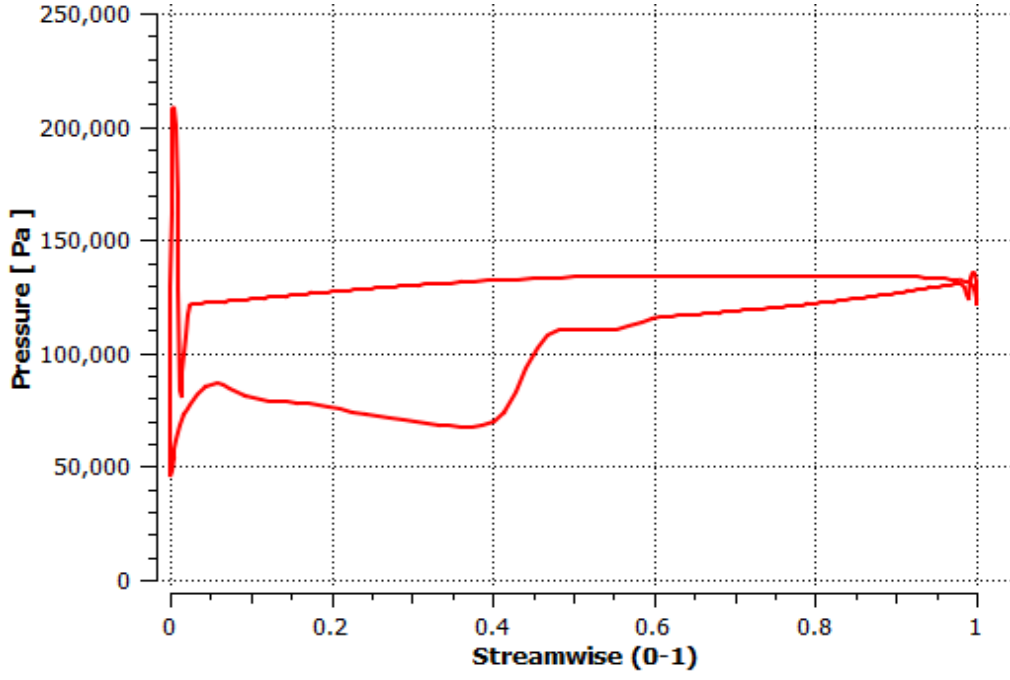


**Şekil 3.23 :** G5 konfigürasyonu ile temel modelin, %100 hız-minimum kararlı çalışma(stall) debisinde göbekten tipe çevresel çizgisel ortalama hücum açısının karşılaştırılması.

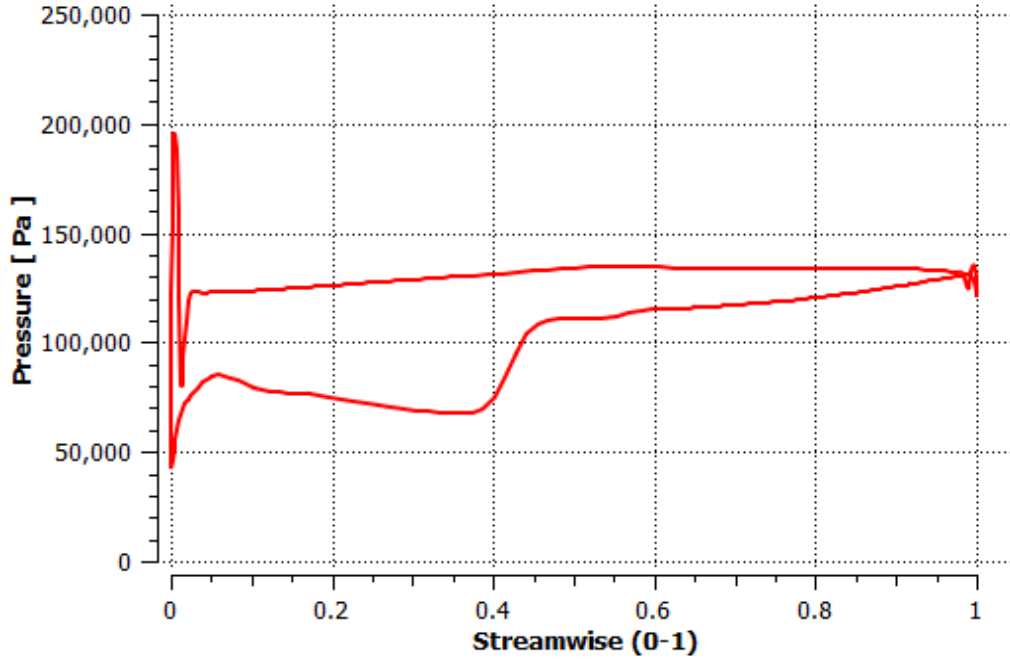


**Şekil 3.24 :** G5 konfigürasyonu ile temel modelin, %77 hız-minimum kararlı çalışma (stall) debisinde, göbekten tipe çevresel çizgisel ortalamalı hücum açısının karşılaştırılması.

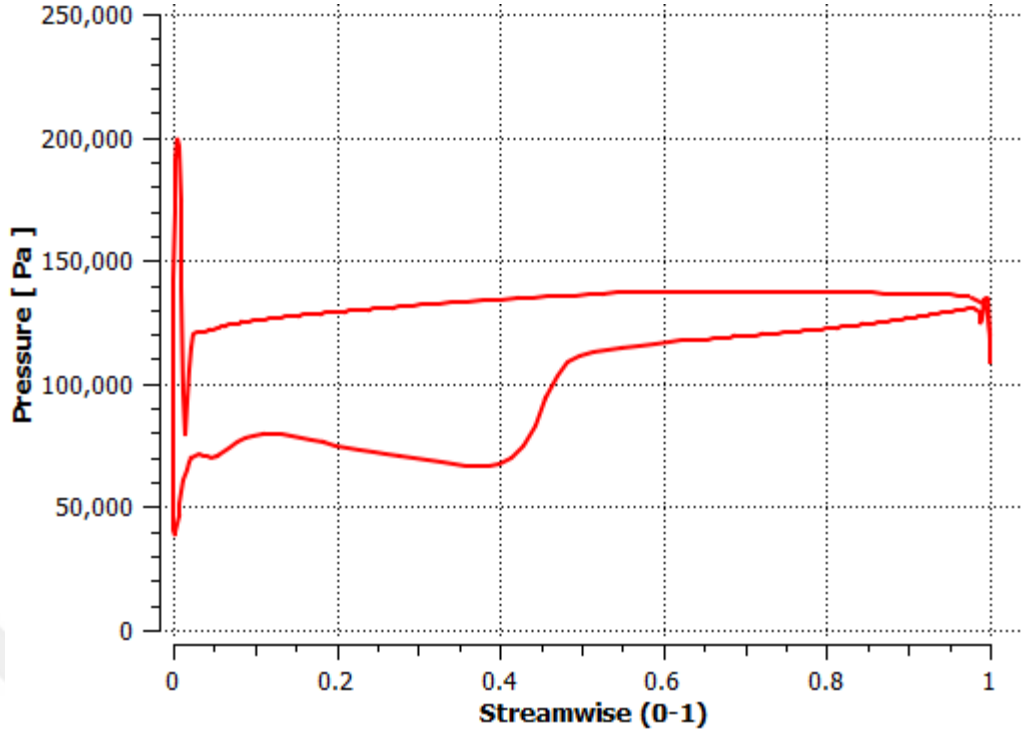
Şekil 3.25'te temel konfigürasyonun %77 hız, kanat boyunun %90'ına karşılık gelen spande, kanat üzerindeki statik basınç dağılımı çıkartılmıştır. Şekil 3.27'de ise aynı çıktı kanat boyunun %98'inde çıkartılmıştır. Şekil 3.25 ve Şekil 3.27 temel konfigürasyonun minimum kararlı çalışma debisinde çıkartılmıştır. Aynı debiye karşılık gelen G5 sonuçları ise Şekil 3.26 ve Şekil 3.28'de aktarılmıştır. Şekil 3.25 ve Şekil 3.26 kıyaslandığında uygulanan çevresel yiv konfigürasyonun kanadın bu spandeki performansına etkisi olmamıştır. Şekil 3.27 ve Şekil 3.28 kıyaslandığında ise çevresel yiv konfigürasyonunun, aksenal kord boyunun %50'sine denk gelen kısımdaki statik basınç artışına olan etkisi görülebilir.



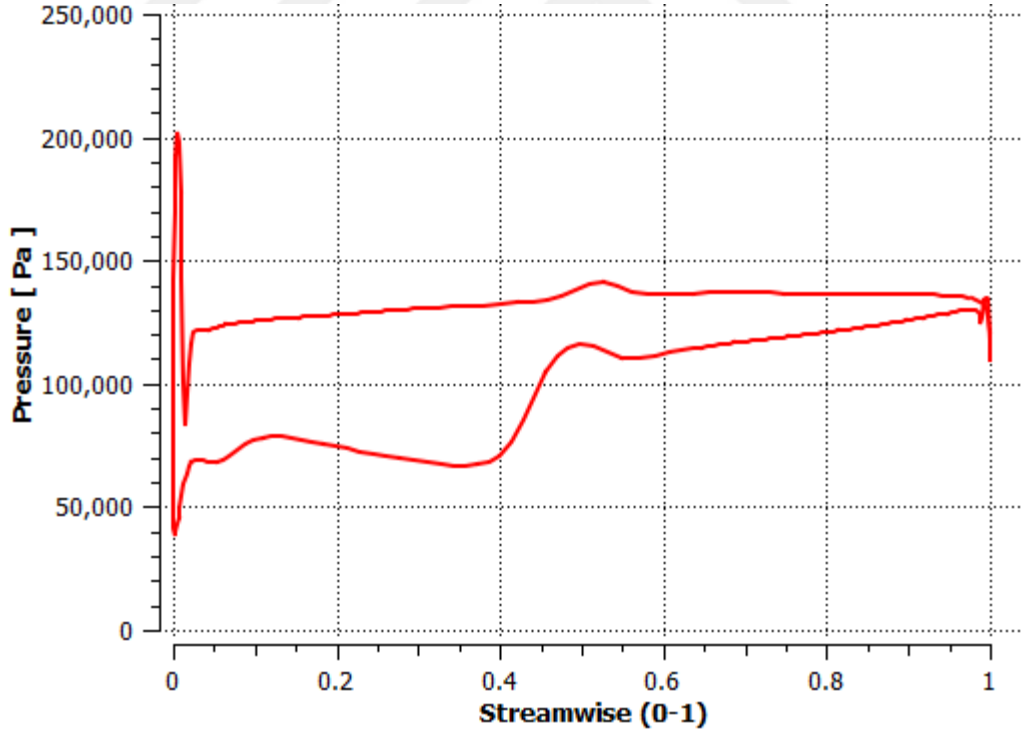
Şekil 3.25 : %77 hız, %90 span, temel konfigürasyonun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı.



Şekil 3.26 : %77 hız, %90 span, G5 konfigürasyonunun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı.

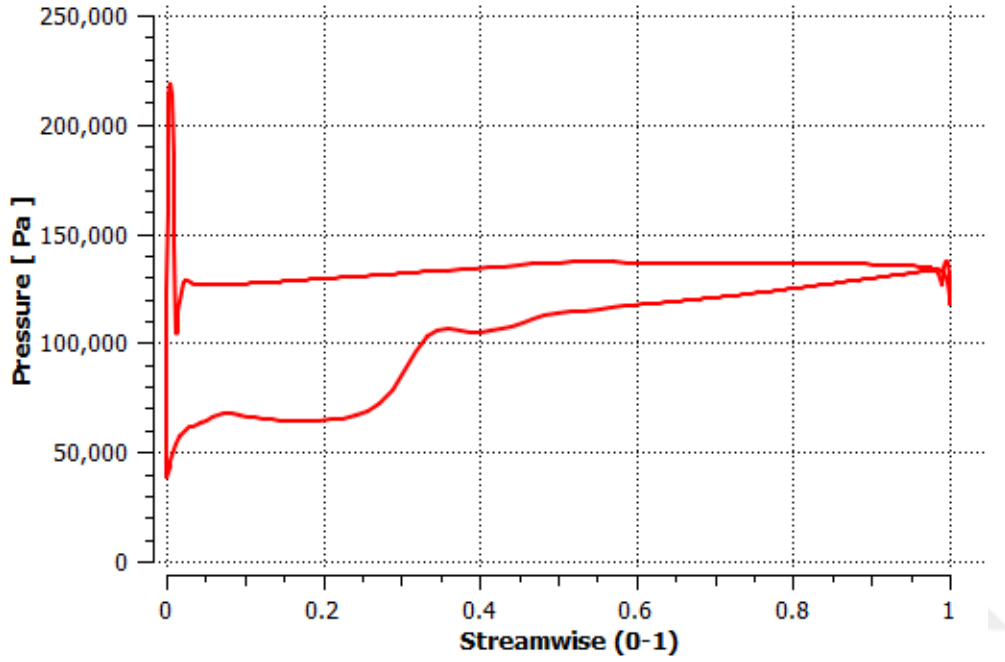


Şekil 3.27 : %77 hız, % 98 span, temel konfigürasyonun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı.

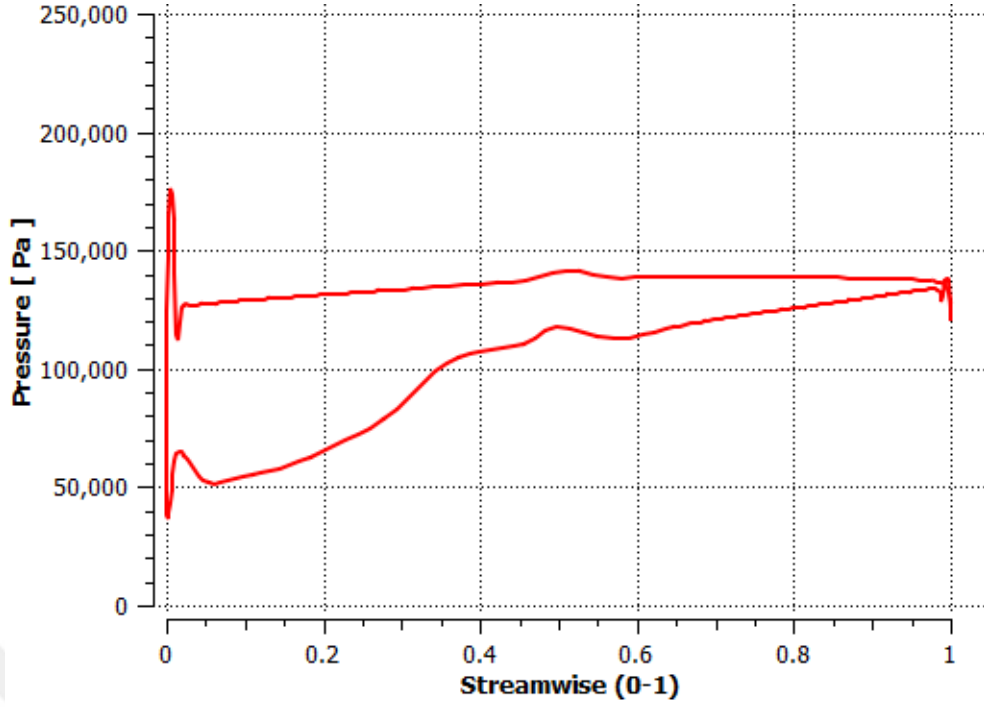


Şekil 3.28 : %77 hız, %98 span, G5 konfigürasyonunun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı.

Şekil 3.29 ve 3.30’da ise G5 konfigürasyonunun minimum kararlı çalışma debisinde kanat üzerindeki statik basınç dağılımları gösterilmiştir. Şekil 3.29 ve Şekil 3.25, Şekil 3.30 ve Şekil 3.27 kıyaslandığında ise kanadın emme ve basma yüzeyleri arasındaki basınç farkı artmasına rağmen, sayısal analiz çözüm sağlamıştır. Bir diğer deyişle tip kısmında oluşan vorteks kanatlar arası bölgeye girerek akışı bozup, analizin iraksamasına sebep olamamıştır.

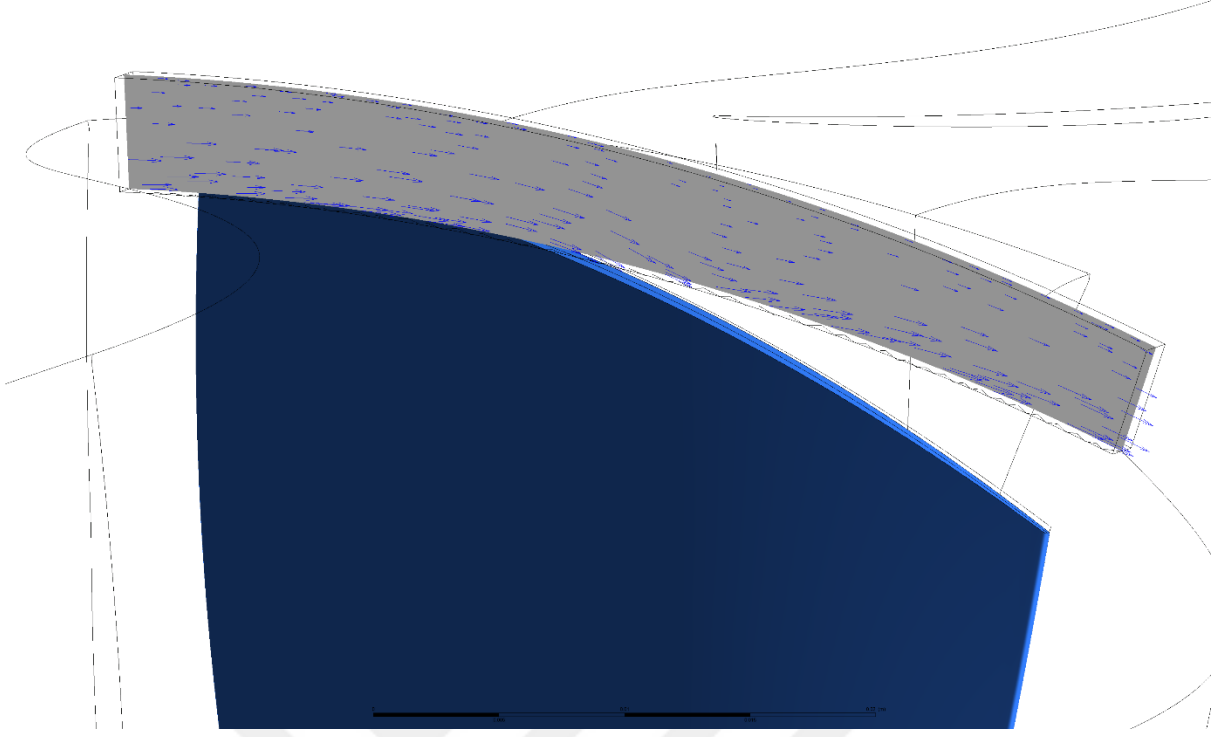


Şekil 3.29 : %77 hız, %90 span, minimum kararlı çalışma debisinde G5 konfigürasyonunun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı.

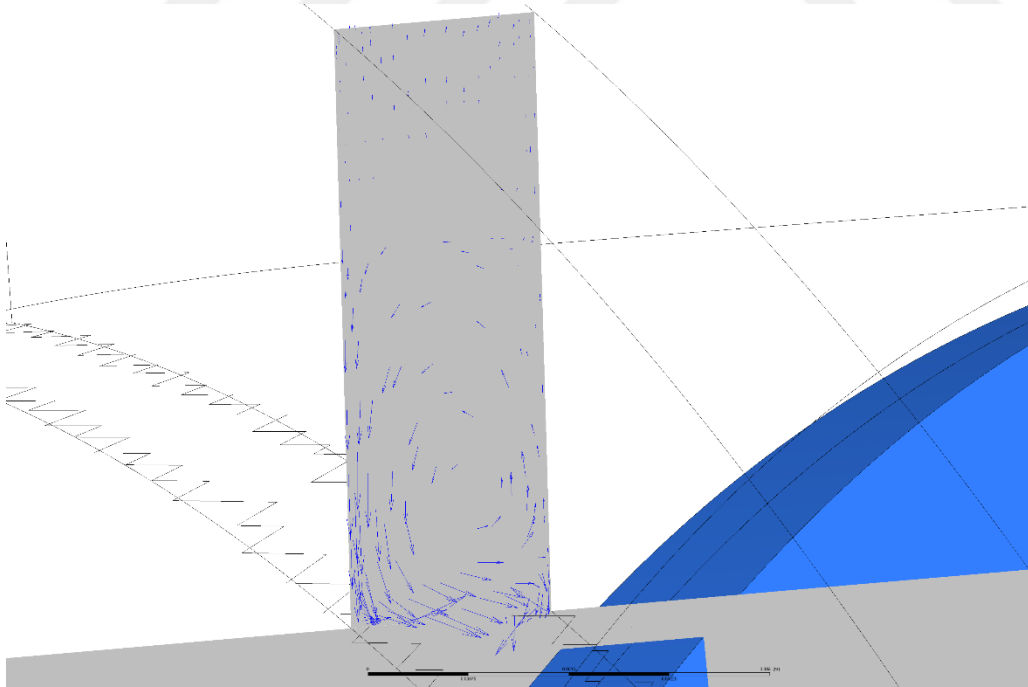


**Şekil 3.30 :** %77 hız, %98 span, minimum kararlı çalışma debisinde G5 konfigürasyonunun kanat üzerindeki statik basınç dağılımı.

Şekil 3.31’de çevresel yiv akış alanından XY düzleminde alınan kesit üzerinde, Şekil 3.32’de ise yine çevresel yiv akış alanından fakat YZ düzleminde alınan kesit üzerinde çizdirilmiş teğetsel hız vektörleri aktarılmıştır.



**Şekil 3.31** : Çevresel yiv içerisinde, XY düzleminde alınan kesit üzerinde çizilmiş teğetsel hız vektörleri.



**Şekil 3.32** : Çevresel yiv içerisinde, YZ düzleminde alınan kesit üzerinde çizilmiş teğetsel hız vektörleri

#### 4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında öncelikli olarak aksenel kompresörlerde uygulanan farklı gövde işlemlerin kararlı çalışma aralığına olan etkisi aktarılmıştır. Farklı konfigürasyonların geometrik özellikleri tanıtılmış ve bunların test sonuçları özetlenmiştir. Sonrasında kararlı çalışma aralığı artışının arkasındaki fenomeni anlamak için yapılmış çalışmalar aktarılmıştır.

Literatürde özellikle kanat kararsızlığı (blade stall) ve duvar kararsızlığı (wall stall) tanımları üzerinde durulmuştur. Tasarımcı için hangi kararsızlık durumunda gövde işleminin pozitif etki yaratacağı, yani kararlı çalışma aralığını genişleteceği aktarılmıştır. Duvar kararsızlığı olan tasarımlarda gövde işleminin etkili olacağı, yani kararlı çalışma aralığını genişleteceği belirtilmiştir.

Sayısal analizlere geçilmeden önce çözücünün doğrulanması (valide) edilmesi gerekmektedir. Bu çalışma için literatürde ses üstü kompresör HAD validasyon çalışmalarında kullanılmış, geometrik bilgileri ve test sonuçları geniş bir şekilde bulunan Rotor37 seçilmiştir. Önce sadece rotor çözülmüş, sonrasında ise rotor-stator, yani kademe olarak çözüm sağlanmış ve test sonuçları ile kıyaslanmıştır. SST türbülans modeli ile yapılan analizler, test sonuçları ile farklılık gösterdiği için, farklı türbülans modelleri ile denemeler yapılmıştır. K-epsilon türbülans modeli ile yapılan analizler, test sonuçları ile yakın sonuçlar vermiştir. Dolayısıyla çalışmanın devamında sayısal modelde bu türbülans modeli kullanılmıştır.

Kale ARGE tarafından tasarlanan dört kademeli transonik kompresörün ilk kademesi bu çalışmada incelenmek üzere seçilmiştir. Bunun sebebi düşük hızlarda, kararlı çalışma aralığını limitleyen kademelerin Rotor1 olmasıdır. Sonrasında aynı geometrik özelliklere sahip çevresel yiv konfigürasyonu her %10 aksenel kord boyuna ayrı ayrı uygulanarak analiz edilmiştir. Çevresel yiv konfigürasyonunun seçilmesinin sebebi ise; literatürde minimum verim kaybı ile maksimum kararlı çalışma aralığı genişlemesi sağlaması, aynı zamanda üretim açısından en kolay uygulanabilir metot olmasıdır.

Son olarak, yapılan çalışmada incelenen tüm çevresel yiv konfigürasyonları düşük hızlarda kararlı çalışma aralığını genişletmiştir. Tasarım hızında ise yarattıkları kayıplar değişkenlik göstermiştir. Eksenel kord boyunun %50'sine yerleştirilen (G5) konfigürasyon, düşük hızlarda, kararlı çalışma aralığını en çok genişleten konfigürasyon olmuştur.

İlerleyen çalışmalarda G5 konfigürasyonu farklı derinliklerde analiz edilerek kararlı çalışma aralığını en çok artıracak derinlik bulunabilir. Şok yapılarının etrafındaki sayısal çözüm ağı olması gerekenden büyük kalmıştır. Sonraki çalışmalarda değişken sayısal çözüm ağı (mesh adaptive) algoritmaları ile, oluşan şok yapılarının etrafındaki sayısal çözüm ağı yoğunlaştırılarak çözüm yapılabilir.

Bu tez çalışmasında tek kademe analiz edilerek performans haritaları kıyaslanmıştır. Fakat çalışmada incelenen kompresör dört kademedir. Dört kademe aynı anda analiz edilerek çevresel yiv konfigürasyonun etkisi incelenebilir. Analizler zamandan bağımsız (steady-state) yapıldığı için çevresel yiv konfigürasyonu içerisindeki akış ve uç açıklığı vortekslerinin nasıl davrandığı tam olarak kavranamamıştır. Dolayısıyla sonraki çalışmalarda zamana bağlı (transient) analizler yapılabilir. Böylelikle kararsız çalışma başlangıcı daha net görülebilir.

## KAYNAKLAR

**ANSYS Inc.** “CFX Solver Theory Guide”,2017.

**Bailey, E.E., and Voit, C. H.** “Some Observations of Effects of Porous Casings on Operating Range of a Single Axial-Flow Compressor Rotor”, NASA TM X-2120, 1970.

**Bailey, E.E., and Voit, C. H.** “Some Observations of Effects of Porous Casings on Operating Range of a Single Axial-Flow Compressor Rotor”, NASA TM X-2120, 1970.

**Bailey, E. E.** “Effect of Grooved Casing Treatment on the Flow Range Capability of a Single-Stage Axial-Flow Compressor”, NASA TM X-2459 1972.

**Ball, Calvin L., Janetzke, David C., and Reid, Lonnie.** “Performance of 1380-Foot-Per -Second-Tip-Speed Axial-Flow Compressor Rotor With Blade Tip Solidity of 1.5”, NASA TM X-2379, 1971.

**Biollo, R., Benini, E.** “Recent advances in transonic axial compressor aerodynamics”, Elsevier, (2012).

**Cumpsty, N. A.** “Compressor aerodynamics”, Wiley, (1998).

**Denton, J.D.** “Lessons from Rotor 37, 3rd ISAIF Meeting, Beijing”, 1996.

**Dixon, S. L., Hall, C. A.** “Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery”, Butterworth-Heinemann, (2008).

**Dunham, J.** “CFD Validation for Propulsion System Components, Paper No. AGARD-AR-355”, 1998

**Greitzer, E. M., Nikkanen, J. P., Haddad, D. E., Mazzawy, R. S., Joslyn, H. D.** “A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment,” Transactions of the ASME – Journal of Fluids Engineering, Vol. 101, June 1979.

**Harley, K. G., Odegard, P. A., and Burdsall, E.A.** “High-Loading Low-Speed Fan Study IV. Data and Performance with Redesign Stator and Including a Rotor Tip Casing Treatment”, NASA CR-120866, 1972.

**Hembra, M., Kau, H. P., and Johann, E.** “Simulation of Casing Treatments of a Transonic Compressor Stage”, (2008).

**Lieblein, S.** "Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades, "Aerodynamic Design of Axial- Flow Compressors" Chapter VI, NASA SP-36, 1975.

**Osborn, W. M., Lewis, G. W., Jr., and Heidelberg, L. J.** "Effect of Several Porous Casing Treatments on Stall Limit and on Overall Performance of an Axial-Flow Compressor Rotor", NASA TN D-6537, Nov. 1971.

- Oscarson, R. P., and Wright, D.L.** “Experimental Evaluation of a Honeycomb Rotor Shroud Configuration to Improve the Stall Margin of a 0.5 Hub-Tip Ratio Single-Stage Compressor”, Vol. 1, Data and Performance Report, NASA CR-72808, 1970.
- Piovesan, T., Magrini, A., Benini, E.** “Accurate 2-D Modelling of Transonic Compressor Cascade Aerodynamics”, (2019).
- Prince, D. C., Jr., Wisler, D. C., and Hilvers, D. E.** “A Study of Casing Treatment Stall Margin Improvement Phenomena”, NASA CR-134552, 1974.
- Reid, L. & Moore, R.D.** “Design and Overall Performance of Four Highly-Loaded, High Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure Ratio Core Compressor”, NASA TP 1337, (1978).
- Sakuma, Y., Himeno, T., Shuto, Y.** “Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor With a Single Circumferential Casing Groove: Influence of Groove Location and Depth on Flow Instability”, Journal of Turbomachinery, March 2014, Vol. 136

## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Ahmet Beşkardeş

### **ÖĞRENİM DURUMU:**

#### **Lisans**

2017, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

### **MESLEKİ DENEYİM:**

**Miksan Motor A.Ş.** (2017-2018), Makina Mühendisi

**Kale ARGE** (2020-Halen), Aerodinamik Mühendisi