

## KAFES YAPILI TÜRBİN KANATLARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE GERİLME VE TİTREŞİM ANALİZİ

Ufuk KORTAĞ  
TEI TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş., Eskişehir

### ÖZET

Gaz türbinli motorlar, enerji ve havacılık sektörlerinde kullanılan önemli bir bileşendir. Günümüzde, gelişen teknoloji ve rekabetçi piyasa şartlarıyla beraber aynı itkiyi sağlayan daha hafif motorlar fark yaratmakta ve tercih edilmektedir. Daha hafif motor tasarımı ise, özellikle son yıllarda popüler olan eklemeli imalat yöntemi ile mümkün olabilmektedir. Eklemeli imalat yöntemi ile üretilen kafes yapılar, hem yüksek mukavemet sağlamakta hem de hafif olup verimi artırmaktadır. Bu çalışmada, gaz türbinli motorların kritik parçalarından biri olan türbin kanatlarının hafifletilmesi amaçlanmış ve bu bağlamda içi dolu kanat referans alınarak; kafes, kübik kafes ve piramit kafes şeklinde üç farklı kafes yapısına sahip kanatlar tasarlanmıştır. Tek kanat içeren disk-kanat sektör geometrisi hazırlanmış ve nümerik analizler, motorun gerçek çalışma koşullarına uygun şekilde merkezkaç, gaz basıncı ve termal yükler sırasıyla uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Tasarımlar; gerilme, deformasyon ve doğal frekans sonuçları incelenerek kıyaslanmıştır. Kafes yapılu kanat tasarımları ile %36.2'ye varan bir ağırlık azaltma elde edilmiş; eşdeğer gerilmede %14.8, toplam deformasyonda ise %1.6 azalma görülmüştür. Kafes yapılu kanat modellerinin doğal frekansları, içi dolu kanatlara göre %20.8'e varan artış göstermiştir. Kafes yapılu türbin kanatları, hafiflik sağlamaları dışında düşük gerilme ve deformasyon göstermeleri, titreşim karakteristiğini iyileştirme özellikleriyle öne çıkmakta ve potansiyel vadetmektedir.

### GİRİŞ

Gaz türbinli motorlar, endüstriyel uygulamalardan uçak motorlarına kadar geniş bir yelpazede yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tip motorlarda, kompresör kısmında basınçlandırılan gaz, yanma odası kısmında yakıtla karıştırılır ve bir yanma elde edilir. Yanma odasından çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gaz akışı türbin kısmında mekanik enerjiye çevrilir. Bu gaz akışını kontrol etmek ve enerjiyi verimli şekilde dönüştürmek için tasarlanmış olan türbin kanatları, gaz türbinli motorların ana bileşenlerinden birisidir.

Türbin kanatları, yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışmaya uygun bir tasarıma sahip olup, yüksek mukavemetli alaşım malzemeler kullanılarak döküm yöntemiyle üretilip Şekil 1'de gösterildiği gibi disklerle yerleştirilirler.



Şekil 1: Türbin kanat-disk montajı [Chen, Li ve Jiang, 2017]

Havacılıkta, enerji verimliliği ve çevresel sürdürülebilirlik hedeflerinin önemi giderek artarken, gaz türbinli motor tasarımı ve kullanılan malzeme seçimi üzerindeki baskılar da artmaktadır [Zhang, Fanchun ve Dejun, 2020]. Bu bağlamda, türbin kanatlarının hafifletilmesi ve ağırlığın azaltılması, genel performansı artırmak ve enerji verimliliğini optimize etmek için kritik bir öneme sahiptir. Hafif türbin kanatları; taşıma, montaj, bakım maliyetleri ve yakıt sarfiyatı konularında düşüş sağlayarak genel işletme maliyetlerini düşürebilir.

Bu noktada, geleneksel imalat yöntemlerinden farklı olarak malzemenin katman katman eklenmesi suretiyle karmaşık geometriye sahip parçaların daha kolay bir şekilde üretilmesini sağlayan eklemeli imalat yöntemi kullanılabilir. Döküm yapıların aksine boşluklu yapıya sahip ve kendini tekrar eden birim hücrelerden meydana gelen kafes yapılar, eklemeli imalat yöntemi ile üretilebilir ve ağırlığı azaltırken mukavemeti artırabilirler [Magerramova, Volkov, Afonin, Svinareva ve Kalinin, 2018].

Literatürde, kafes yapıları kullanarak ağırlık azaltma ile ilgili sonlu elemanlar çalışmaları ve eniyileme yöntemleri bulunmaktadır. Kompresör pervanesinde ağırlık azaltmayı hedefleyen bir çalışmada; içi boş, içi dolu ve kafes yapıyla örülmüş pervanelerin gerilme ve deformasyonları karşılaştırılmış ve %22.7 ağırlık azaltılmıştır [Zhang, Fanchun ve Dejun, 2020].

Türbin kanatlarında kafes yapı kullanarak ağırlık azaltma ve titreşim davranışını iyileştirmeyi amaçlayan bir başka çalışmada, içi boş kanat üç farklı kiriş kalınlığına sahip kafes yapıyla örülmüş, nümerik ve deneysel yöntemlerle desteklenmiştir. Bulunan sonuçlarda %24.9 ağırlık, %38.6 gerilme ve %21.5 deformasyon düşüşü görülmüştür [Hussain, Ghopa, Singh, Azman ve Abdullah, 2022].

Fan kanatlarında hücreli kafes yapılarının kullanımını nümerik ve deneysel olarak inceleyen başka bir çalışmada, hücreli yapıların mukavemet/kütle oranının dolu fan kanatlara göre 2.36 katı olduğu ve ağırlık olarak %64'e varan hafifletme sağladığı görülmüştür [Magerramova, Volkov, Afonin, Svinareva ve Kalinin, 2018].

Hidrolik pompa pervanesinde içi dolu kanatlarla eklemeli imalat ile üretilen bal peteği kanatları karşılaştıran bir çalışmada ise, güvenlik katsayı şartlarını sağlayan ve %27 daha hafif kanatlar tasarlanmıştır [Starecek, Prejda, Moravec, Abrahamek, Zavadil, Kratky, Dolakova ve Maslan, 2022].

Bu çalışma, hafif türbin kanatlarının tasarımı ve performansı üzerine odaklanarak, kafes yapılarının kullanımının avantajlarını incelemeyi amaçlamaktadır. Bu bağlamda, türbin kanatlarını hafifletmek için üç farklı kafes yapıya sahip kanat geometrisi tasarlanmış ve motorun gerçek çalışma şartlarına uygun şekilde sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Nümerik analizler ile desteklenen bu çalışma, türbin teknolojisinin gelecekteki gelişimine ışık tutmayı hedeflemektedir.

## YÖNTEM

### Sonlu Elemanlar Metodu Teorisi

Sonlu elemanlar metodu, kısmi diferansiyel denklemlerin nümerik yöntemlerle çözülmesini sağlayan bir yaklaşımdır. Bu yaklaşım, sürekli bir cismin belirli bir sayıda elemana bölünmesi ve daha sonra bu elemanlardan ayrı ayrı elde edilen sonuçların birleştirilmesi üzerine kuruludur. Bu metod ile Denklem-1'deki genel hareket denklemi, zaman düzleminde açık veya kapalı çözüm olarak iki şekilde çözülebilir [Ansys, 1999].

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (1)$$

Bu çalışmada yer alan yükler zamanla değişmediği için genel hareket denkleminde hız ve türevi olan ivme vektörleriyle beraber atalet ve sönümlenme matrisi silinir. Genel hareket denklemi, Denklem-2'deki şekli alır [Ansys, 1999].

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (2)$$

Zamana bağılı olmayan analizlerin kapalı çözümünde, Denklem-2'de eşitliğin iki tarafı da direngenlik matrisinin tersi ile çarpılarak, denklemin sol tarafında sadece düğümsel deplasman vektörü bırakılır. Bu durumda, düğümlere ait deplasmanlar global direngenlik matrisi ve kuvvet vektörü aracılığıyla Denklem-3 kullanılarak hesaplanır [Ansys, 1999].

$$\{u\} = [K]^{-1}\{F\} \quad (3)$$

Titreşim analizleri serbest titreşim ve zorlanmış titreşim olmak üzere ikiye ayrılır. Doğal frekans ise bir parçanın sadece kütle ve direngenliğine bağlı olan, parça o frekansta tahrik edilirse yüksek genlikte sürekli titreşeceği frekans olarak adlandırılır ve Denklem-1'de yer alan genel hareket denklemi, sönümlenmenin ihmal edilmesi ve serbest titreşim varsayımı yapılmasıyla Denklem-4'deki hale dönüşür. Daha sonra, harmonik hareket varsayımı yapılan ve determinantı 0'a eşitlenen genel hareket denklemi Denklem-5'deki hale dönüşür, bu denklem aracılığıyla doğal frekanslar bulunur [Ansys, 1999].

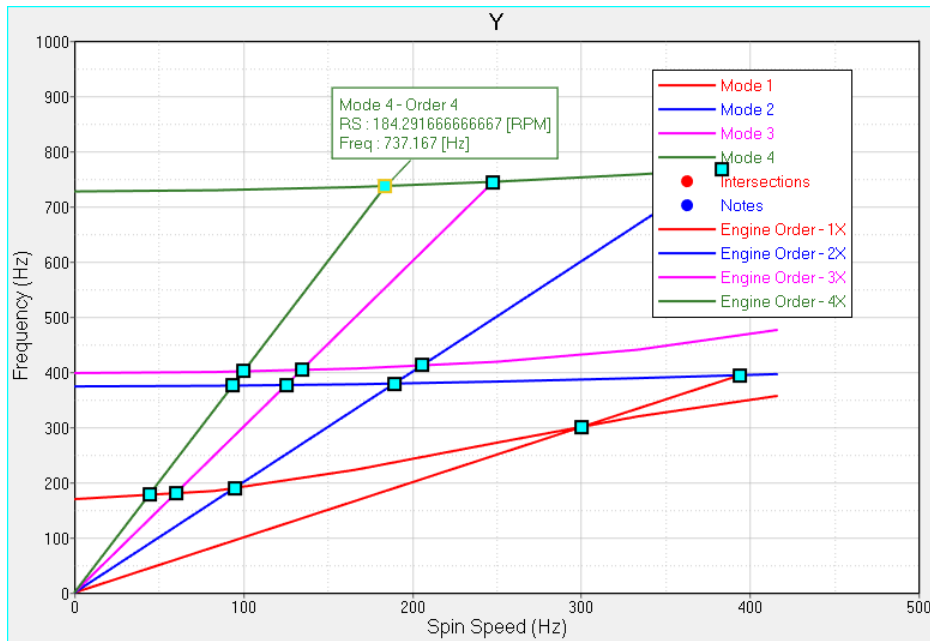
$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (4)$$

$$\det([K] - \omega^2[M]) = \{0\} \quad (5)$$

Dönen parçalarda direngenlik hıza bağlı olarak değişeceği için doğal frekansları, değişen hıza bağlı olarak değerlendirmek gerekir. Bu bağlamda, titreşim analizi yapılmadan önce gerilme analizi yapılır ve titreşim analizi çözülürken Denklem-5'in içine gerilme direngenlik matrisinin eklenmesiyle Denklem-6 elde edilir. Böylece, ön gerilmenin etkileri hesaba katılır [Ansys, 1999].

$$\det([K+S] - \omega^2[M]) = \{0\} \quad (6)$$

Sistemi harmonik olarak tahrik eden frekanslar ile sistemin hıza bağlı olarak değişen doğal frekansları çakıştığında tınlama durumu ortaya çıkar. Bu çakışmaları görmek için Şekil 2'deki gibi bir Campbell diyagramından faydalanılır.



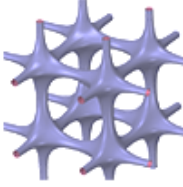
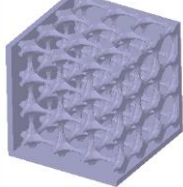
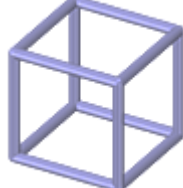
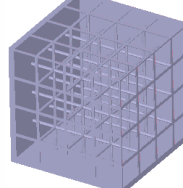

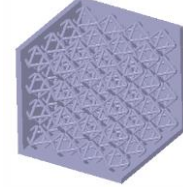
Şekil 2: Örnek Campbell diagramı [Altair, 2021]

## UYGULAMALAR VE DEĞERLENDİRME

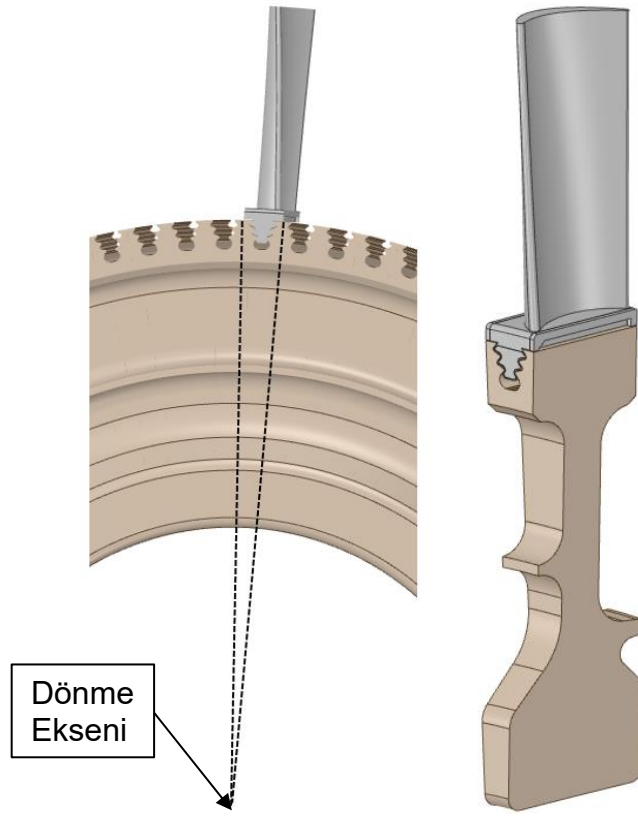
### Sonlu Elemanlar Analizi

Bu çalışmada türbin kanat, disk ve kafes yapıların geometrilerinin oluşturulmasında SpaceClaim, sonlu elemanlar modellerinin oluşturulmasında ANSYS programı kullanılmıştır. Kanat geometrisinin iç kısmı Tablo 1’de gösterilen kafes, kübik kafes ve piramit kafes yapılarıyla örülmüş ve içi dolu kanat ile karşılaştırılmıştır. Kafes yapıların giriş kalınlıkları ve uzunlukları aynı tutulmuştur. Hem kanat hem disk için nikel tabanlı süper alaşım malzeme kullanılmıştır. Disk ve kanat arasına sürtünmeli kontak tanımlanmıştır. Tek kanat içeren sektör modele, döngüsel simetri koşulu tanımlanmış ve sırasıyla merkezkaç yükü, gaz basıncı yükü, termal yükler uygulanarak gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra bu analizler üzerinden ön gerilmeli modal analizler yapılmış ve sonuçlar Campbell diyagramı kullanılarak değerlendirilmiştir.

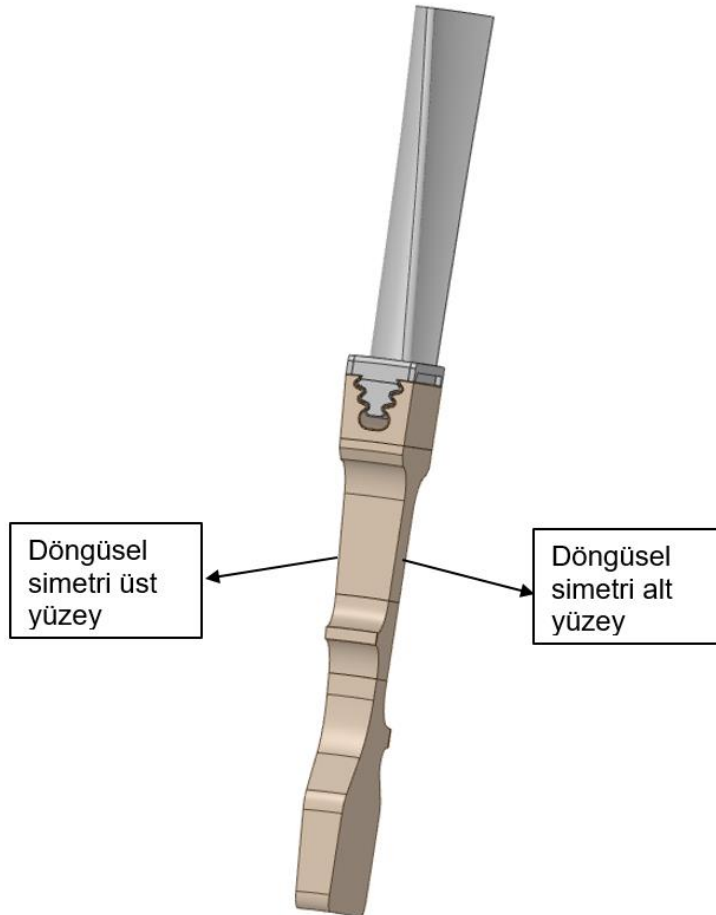
Tablo 1: Kafes yapı tipleri ve ölçüleri [Spaceclaim, 2017]

Birim Hücre Yapı Tipi	Periyodik Yapı Tipi	İsim	Kalınlık	Uzunluk
		Kafes	1 mm	3 mm
		Kübik Kafes	1 mm	3 mm
		Piramit Kafes	1 mm	3 mm

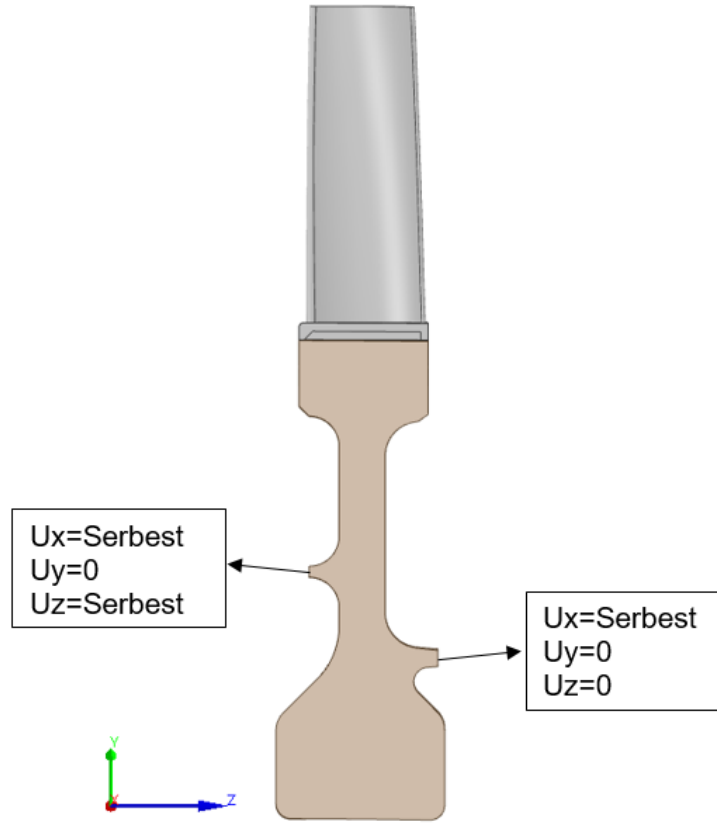
**Sınır koşulları:** Sonlu elemanlar modelinin boyutu ve buna bağlı çözüm süresini düşürmek amacıyla montaj modeli, Şekil 3’deki gibi tek kanatlı sektör model şeklinde kesilmiştir. Sektör modele ise Şekil 4’deki gibi alt ve üst yüzeylerinden döngüsel simetri sınır koşulu uygulanmış ve montaj geometrisini temsil edecek hale getirilmiştir. Disk, Şekil 5’deki gibi arka kolundan aksenal ve teğetsel, ön kolundan ise sadece teğetsel yönlerde kısıtlanmış, radyal yönde serbest bırakılmıştır.



Şekil 3: Türbin kanat-disk montajı ön görünüş (sol), Türbin kanat-disk sektör modeli (sağ)

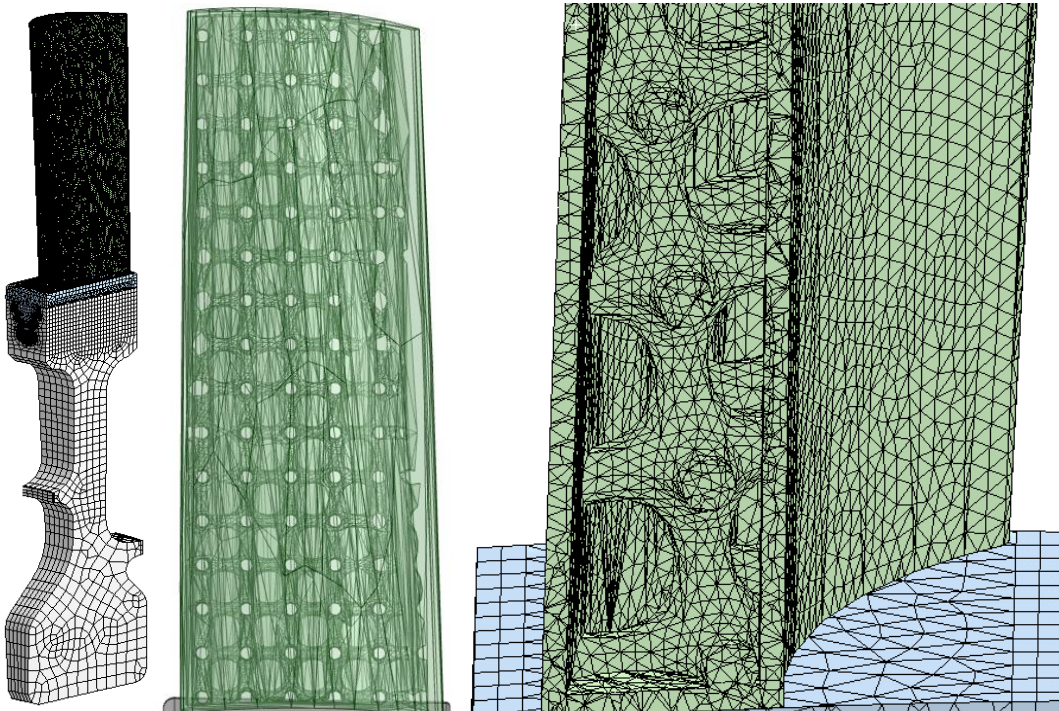


Şekil 4: Türbin kanat-disk sektör model döngüsel simetri yüzeyleri



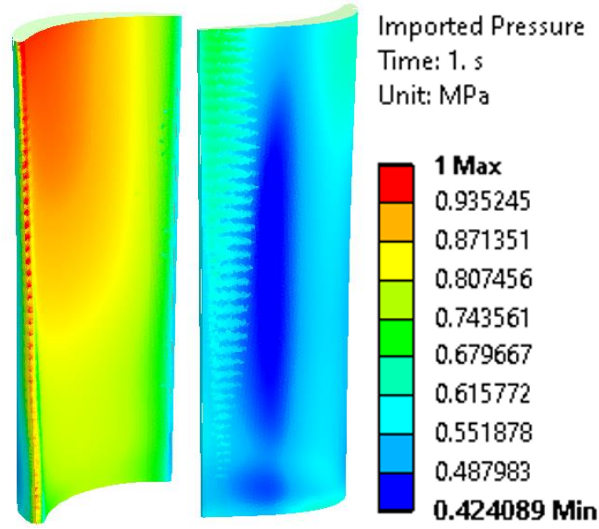
Şekil 5: Türbin kanat-disk sektör modeli sınır koşulları

**Ağ yapısı:** Model, Şekil 6'da gösterildiği gibi disk kısmında 8 düğüm noktalı düzgün altı yüzlü (HEX8), kanat kısmında 10 düğüm noktalı düzgün dört yüzlü (TET10) elemanlar kullanılarak örülmüştür.

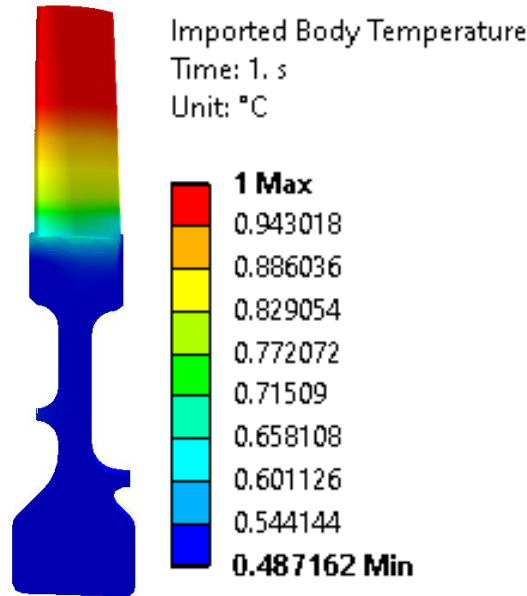


Şekil 6: Türbin kanat-disk sektör sonlu elemanlar modeli (sol), Kafes yapılı türbin kanat geometrisi (orta), Kafes yapılı türbin kanat sonlu elemanlar modeli (sağ)

**Yükler:** Analiz, üç adımlı olarak kurgulanmıştır. İlk adımda, dönüş hızından kaynaklı oluşan merkezkaç yükü uygulanmıştır. İkinci adımda, kanatların yüzeylerine Şekil 7’de gösterildiği gibi gaz basıncı yükü uygulanmıştır. Son adımda ise Şekil 8’de gösterildiği gibi termal yük uygulanmıştır.



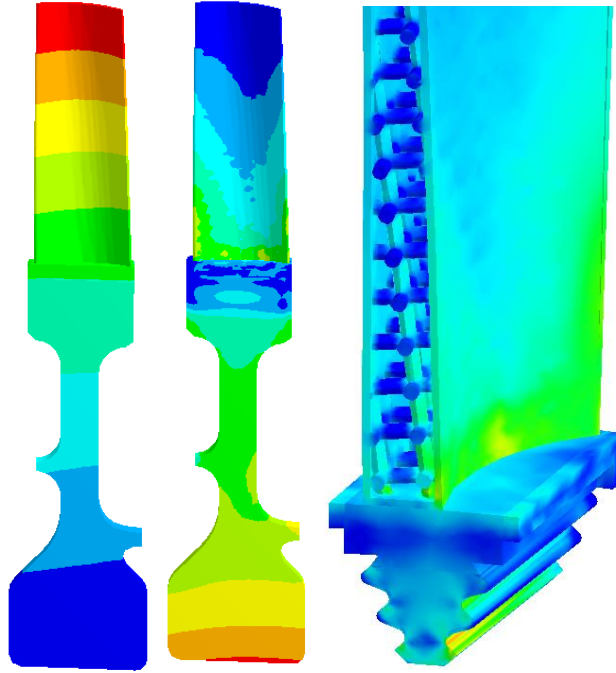
Şekil 7: Türbin kanat gaz basıncı dağılımı



Şekil 8: Türbin kanat-disk sektör modeli sıcaklık dağılımı

Nümerik analiz sonuçlarında, Şekil 9’da yer alan toplam deformasyon, eşdeğer gerilme ve Tablo 2’de yer alan doğal frekansla sonuçları incelenmiştir. Ayrıca, doğal frekanslar için Campbell diyagramları çizdirilmiş ve tınlama durumları kontrol edilmiştir. Analiz sonuçları incelendiğinde, kübik kafes yapısı kullanılarak %36.2, kafes yapı kullanılarak %34.8, piramit kafes yapı kullanılarak da %25.4 ağırlık azaltılmıştır. Bunun yanında, hafiflikten dolayı en düşük eşdeğer gerilme de kübik kafes yapılı kanatlı modelde görülmüştür. Toplam deformasyon sonuçlarına bakıldığında, termal yükün de uygulandığı son adım için en az deformasyonu gösteren kübik kafes yapılı kanatlı model olsa da, gaz basıncı yükleri altında en fazla deformasyonu gösteren yapı olarak göze çarpmaktadır. Doğal frekans sonuçlarına bakıldığında, beklenildiği gibi en hafif yapı olan kübik kafes kanatlı model, içi dolu kanat modeline göre %20.8 daha yüksek ilk doğal frekans değerine sahiptir. Şekil 10’da gösterilen Campbell diyagramlarına bakıldığında, içi dolu kanatlı modelin rotorun maksimum dönme hızına ulaşmadan önce 4. harmoniği ile çakışma ihtimali olduğu ve olası

bir tınlışım durumu olabileceği görülmektedir. Kafes yapıların kullanımı ile ilk doğal frekansın arttığı ve olası çakışmaların, rotorun maksimum dönme hızından sonrasına ötelenerek tehlikenin önlendiği sonucuna varılmıştır.

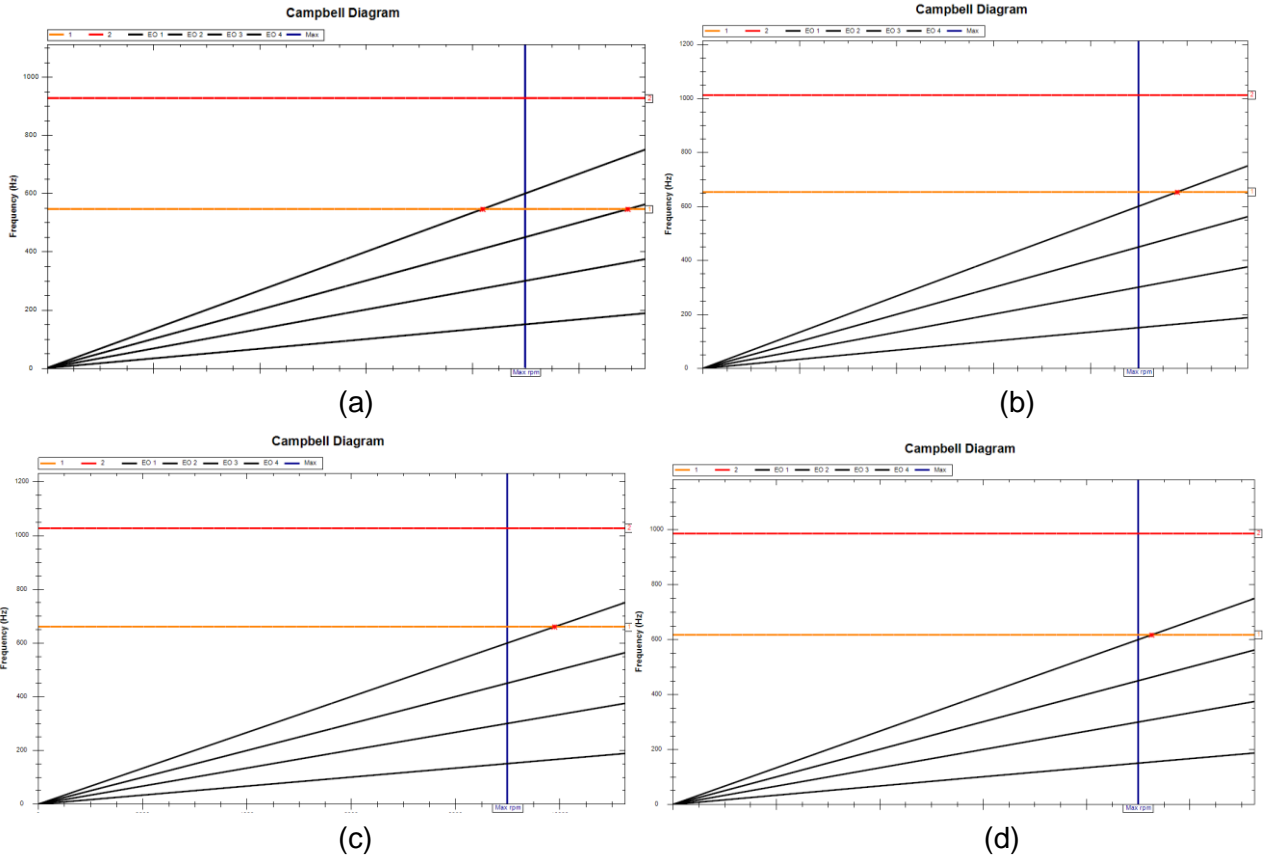


şekil 9: Kübik kafes yapılı türbin kanatlı model toplam deformasyon sonucu (sol), eşdeğer gerilme sonucu (orta), kübik kafes yapılı türbin kanat eşdeğer gerilme kesit sonucu (sağ)

Tablo 2: Farklı yapıları sahip türbin kanatlarının sonuç karşılaştırması

	İçi Dolu Kanat		Kafes Yapılı Kanat		Kübik Kafes Yapılı Kanat		Piramit Kafes Yapılı Kanat	
Ktle	1		0.65245		0.63831		0.74586	
	Eşdeğer gerilme	Toplam deformasyon	Eşdeğer gerilme	Toplam deformasyon	Eşdeğer gerilme	Toplam deformasyon	Eşdeğer gerilme	Toplam deformasyon
1. Adım (Merkezkaç Yükü)	1	1	0.94076	0.82313	0.88652	0.82801	0.91298	0.85224
2. Adım (Gaz Basıncı Yükü)	1	1	0.88218	1.18641	0.81392	1.19402	0.84117	1.03835
3. Adım (Termal Yük)	1	1	0.89352	0.98386	0.85152	0.98367	0.87668	0.98772
Modlar	Doğal Frekans		Doğal Frekans		Doğal Frekans		Doğal Frekans	
1	1		1.19570		1.20786		1.13004	
2	1		1.09226		1.10812		1.06333	
3	1		1.01142		1.01911		1.01002	
4	1		0.97048		0.99740		0.99289	
5	1		1.03824		1.03877		1.01786	
6	1		1.02042		1.02439		1.01161	





Şekil 10: (a) İçü dolu kanat modeli, (b) Kafes yapılı kanat modeli, (c) Kübik kafes yapılı kanat modeli, (d) Piramit kafes yapılı kanat modeli Campbell diyagramları

## SONUÇ

Bu çalışmada, kafes yapıların türbin kanatlarında kullanım potansiyeli araştırılmış ve sonlu elemanlar analizleri ile desteklenmiştir. Analiz sonuçlarında oluşan gerilme, deformasyon ve doğal frekanslar detaylı olarak incelenmiştir. Bu çalışmadan aşağıdaki sonuçları çıkarmak mümkündür:

- Oluşturulan sonlu elemanlar modeli, literatürdeki diğer çalışmalarla uyumlu sonuçlar göstermiştir.
- Kafes yapılar ile hem ağırlık azaltma sağlanmış hem de parçanın kütlesine bağlı olan merkezkaç yükü azaltılarak, gerilme ve deformasyon düşürülmüştür.
- Kafes yapıların, türbin kanatlarını eğmeye çalışan gaz basıncı yükü altında içü dolu kanat yapısına göre daha narin olduğu ve daha fazla deforme olduğu görülmüştür.
- Kafes yapılar ile azalan ağırlık sayesinde doğal frekanslarda artış sağlamış ve rotorun dönme hızına bağlı olan olası çakışmaların önüne geçilmiştir.

Gelecekte yapılacak olan çalışmalarda, kafes yapılı türbin kanatları eklemeli imalat yöntemi ile üretilip fiziksel testlerle kullanım potansiyeli ve uygunluğu değerlendirilebilir.

## Kaynaklar

Altair Campbell Diagram, 2021,

[https://2021.help.altair.com/2021/hwdesktop/hwx/topics/hypergraph/campbell\\_diagram\\_r.htm](https://2021.help.altair.com/2021/hwdesktop/hwx/topics/hypergraph/campbell_diagram_r.htm)

ANSYS Theory Reference 5.6, 1999,

[https://www.cae.utexas.edu/prof/kallivokas/teaching/ANSYS\\_examples/ansys56theory.pdf](https://www.cae.utexas.edu/prof/kallivokas/teaching/ANSYS_examples/ansys56theory.pdf)

Chen, Li ve Jiang, 2017. *Inspection of assembly error with effect on throat and incidence for turbine blades,*

Journal of Manufacturing Systems, Volume 43, Part 3, Pages 366-374.

Hussain, Ghopa, Singh, Azman ve Abdullah, 2022. *Experimental and Numerical Vibration Analysis of Octet-Truss-Lattice-Based Gas Turbine Blades*, Metals 2022, 12, 340.

Magerramova, Volkov, Afonin, Svinareva ve Kalinin, 2018. *Application of Light Lattice Structures for Gas Turbine Engine Fan Blades*, 31<sup>st</sup> Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, Brazil.

Spaceclaim Online Help, 2017, <https://help.spaceclaim.com/2017.2.0/en/Content/FacetsShell.htm>

Starecek, Prejda, Moravec, Abrahamek, Zavadil, Kratky, Dolakova ve Maslan, 2022, *Numerical Investigation of The Impeller Blades, Manufactured by Metal 3d Printing Technology with Internal Structures*, MM Science Journal. 2022. 5689-5698.

Zhang, Fanchun ve Dejun, 2020. *Lightweight design and static analysis of lattice compressor impeller*. Sci Rep 10, 18394.