

PAPER DETAILS

TITLE: Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Üzerinde Motor Bağlı Bir Çelik Kafes Kiriş Ayaklı Konsola Ait
Düsey Kirişin Mukavemet Analizi

AUTHORS:

PAGES: 0-0

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/153988>

Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Üzerinde Motor Bağlı Bir Çelik Kafes Kiriş Ayaklı Konsola Ait Düşey Kirişin Mukavemet Analizi

Muharrem ZEYTİNOĞLU*

ÖZET

Kaldırma, İletme Makinalarında ve Tarım Makinalarında kullanılan Kayış – kasnak ve Zincir – dişli iletim düzenleri çalışma sürekliliği açısından temeli oluşturan düzenlerdir.

Bu düzenlerde kullanılan, güç kaynağı motorların ve Dişli, Kasnak gibi elemanların makine çatısı üzerine rijit bir şekilde ve hafif bir konstrüksiyon şeklinde bağlanması ve bu bağlantıların az yer kaplaması makine güvenliği ve hareket kabiliyeti açısından göz önünde bulundurulması gereken bir özelliktir. Bu nedenle bu gibi motor veya elemanların rijit, hafif konstrüksiyonda ve az yer kaplayan kafes kiriş şeklinde, konsol veya platformlara bağlanması gerekir. Araştırmada bu amaca yönelik olarak üzerine motor monte edilmiş, çelik çubuk malzemeden kafes kiriş ayaklı bir konsol incelemeye alınmıştır. Araştırmada ilk olarak motor ağırlığına göre, konsolun kiriş kuvvetleri belirlenmiş, daha sonra konsolun düşey bağlantı noktaları arasında yer alan düşey kirişinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile üzerine düşen yük kuvvetlerine ve belirli bir sıcaklık değişimine bağlı olarak mukavemeti belirlenmiştir.

Anahtar Sözcükler: Kafes kiriş ayaklı konsol, Sonlu Elemanlar Yöntemi.

* Öğr. Gör. Dr.; U.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü – Bursa.

ABSTRACT

The Strength Analysis of a Vertical Beam which is Concerned to a shelf with a Mounted of Motor which is Formed as Cage Beam by Using Finite Elements Method for the motor weight.

The Belt – Pulley and Sprocket- Roller chain systems which is used in Farm machinery and Elevation and Conveying machines are basic systems with respect to continue of work.

The motors and some machine elements which are related to the systems must be mounted on the machine frames as rigid and light construction and limited place with respect to machine security and ability of move. Therefore it is necessary to be mounted on shelves and platforms which is formed as steel cages beam of the motors and some machine elements. With this aim in this research a shelf of which is formed as steel cages beam was taken to investigation for a specific motor weight of which is mounted on the shelf.

Firstly the beam forces of the shelf were determined and secondly the strength of the vertical beam of the shelf which is placed between the two vertical bounded point was determined by using Finite Element Method according to the vertical beam forces and variation of a specific temperature.

Key Words: *The shelf of which is formed as steel cages beam, Finite Elements Method.*

GİRİŞ

Bazı Kaldırma – İletme makinalarında ve Tarım makinalarında oldukça sık kullanılan Kayış-Kasnak ve Zincir-Dişli iletim düzenlerine hareket veren güç kaynağı motorların ve bu düzenlere ait kasnak, dişli gibi elemanların, makine güvenliği ve makine hareket kabiliyeti açısından, makine çatısı üzerine Sağlam, Hafif konstrüksiyonda ve az yer kaplayacak şekilde bağlanması gerekir. Bu nedenle bu tip düzenlerde kullanılan güç kaynağı motorlar veya dişli kasnak gibi elemanlar, makine çatıları üzerine çelik kafes giriş şeklinde oluşturulmuş, konsol şeklinde platformlar aracılığıyla bağlanmaktadır. Bu tip konsol şeklinde platformların veya düz platformların, üzerine bağlanacak motorların veya kasnak, dişli gibi elemanların kapladığı alana ve yüklerine göre, rijit, optimum ağırlıkta ve optimum büyüklükte olmaları üzerine çalışmalar sürdürülmektedir. Ayrıca bu tip konsol şeklinde veya düz platformların, çalışma ortamı sıcaklığının değişimine göre de mukavemet hesaplarının yapılması gerekmektedir. Bu araştırmada, Zincir-Dişli iletim düzenine hareket veren bir tahrik motoru konsolu incelemeye alınmıştır.

Araştırmanın başlangıcında, çelik kafes kiriş şeklindeki konsolun kiriş kuvvetleri, motor ağırlığı esas alınarak hesaplanmıştır. Hesaplanan kirişlerden, düşey kiriş, üzerine düşen kuvvetler açısından kritik kiriş olarak seçilmiştir. Araştırmanın sonunda, Düşey kirişin mukavemeti, kiriş üzerine düşen kuvvetlere ve belirli bir çalışma ortamı sıcaklığının değişimine göre, belirlenmiştir. Bu düşey kiriş mukavemetinin belirlenmesi sonucunda, düşey kiriş mukavemeti esas olmak üzere, optimum ebatla kiriş seçimleri ile dayanıklı ve daha hafif ağırlıkta bir konsol şeklinde platform konstrüksiyonu mümkün olabilmektedir.

MATERYAL ve YÖNTEM

Materyal

Araştırmada Materyal olarak, Harman makinası organlarına hareket veren 300 kg ağırlığında bir dizel motorunun bağlandığı konsol şeklinde bir platform incelemeye alınmıştır. Konsola bağlanan motor; iki silindirli, dört zamanlı, Pancar motor markalı, ‘Z 108+F50N’ model bir dizel motordur. Dizel motorun teknik özellikleri çizelge halinde verilmiştir.

Çizelge I.
Konsola bağlanan dizel motorun teknik özellikleri

(Silindir çapı x Strok) ölçüleri (mm)	Silindir hacmi (cm ³)	Azami torku (Nm)	Yakıt tankı Hacmi (lt)	Devir sayısı (min ⁻¹)	Gücü (kw)	Boyutları; (Geniřlięi derinlięi x yükseklięi) (cm)	Motor Ağırlığı (kg)
108 x 110	2014	112	20	1500	17.5	50x55x74	300

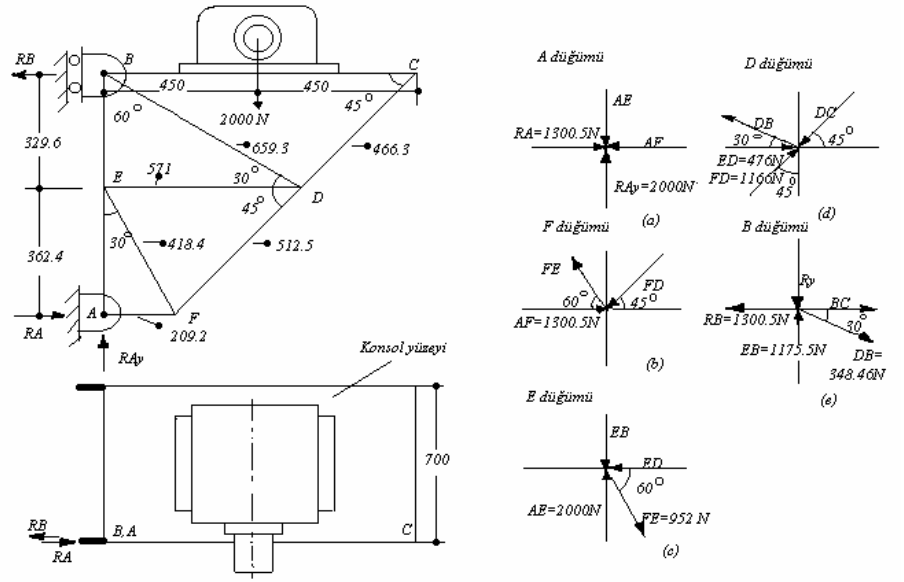
Motorun toplam ağırlığı, düşey olarak aşağı doğru kayış-kasnak yükü ile birlikte yaklaşık

4000 N olarak alınmıştır. Bu yük konsol yüzeyinin ağırlık merkezi-ne etki ettiğinden, bir konsol ayağına gelen yük 2000 N’dur.

Yöntem

Kafes kiriş ayak üzerinde reaksiyon ve çubuk kuvvetlerinin belirlenmesi

Şekil 1’e göre. Konsolun ön yüzeyine düşey olarak motor ağırlığı-nın yarısı etki etmektedir.



Şekil 1.
Kafes kiriş ayaklı konsolun ölçüleri ve kiriş düğümlerinin serbest kuvvet diyagramları

‘B’ mesnet noktasına göre moment’den;

$$\sum MB = 0; RA.692 - 2000 N.450 = 0$$

‘RA’ reaksiyon kuvveti; 1300.5 N (Bası) olarak belirlenmektedir.

‘A’ mesnet noktasına göre moment’den;

$$\sum MA = 0; RB.692 - 2000 N.450 = 0$$

‘RB’ reaksiyon kuvveti; 1300.5 N (Çeki) olarak belirlenmektedir.

‘A’ mesnet noktasında düşey reaksiyon kuvveti;

$$\sum Fy = 0; Ray - 2000 N = 0 \text{ denklemine göre;}$$

RAy= 2000 N olarak belirlenmektedir.

Şekil 1 (a)’ ya göre, ‘A’ düğümüne ilişkin kuvvetlerden;

$\sum Fx = 0; RA - AF = 0$ denklemine göre, ‘AF’ çubuk kuvveti (Bası) belirlenmektedir.

$\sum Fy = 0; Ray - AE = 0$ denklemine göre, ‘AE’ çubuk kuvveti (Bası) belirlenmektedir.

Şekil 1 (b)'ye göre, 'F' düğümüne ilişkin kuvvetlerden;

$$\sum F_x = 0; -FD \cdot \cos 45^\circ - FE \cdot \cos 60^\circ + AF = 0$$

$$\sum F_y = 0; -FD \cdot \sin 45^\circ + FE \cdot \sin 60^\circ = 0 \text{ denklemlerine göre}$$

'FE' çubuk kuvveti (Çeki) ve 'FD' çubuk kuvveti (Bası) sırasıyla belirlenmektedir.

Şekil 1 (c)'ye göre, 'E' düğümüne ilişkin kuvvetlerden;

$\sum F_x = 0; -ED + FE \cdot \cos 60^\circ = 0$ denklemine göre, 'ED' çubuk kuvveti (Bası) belirlenmektedir.

$\sum F_y = 0; -EB - FE \cdot \sin 60^\circ + AE = 0$ denklemine göre, 'EB' çubuk kuvveti (Bası) belirlenmektedir.

Şekil 1 (d)'ye göre, 'D' düğümüne ilişkin kuvvetlerden;

$$\sum F_x = 0; -DB \cdot \cos 30^\circ - DC \cdot \cos 45^\circ + ED + FD \cdot \cos 45^\circ = 0$$

$\sum F_y = 0; DB \cdot \sin 30^\circ - DC \cdot \sin 45^\circ + FD \cdot \sin 45^\circ = 0$ denklemlerine göre,

'DB' çubuk kuvveti (Çeki) ve 'DC' çubuk kuvveti (Bası) sırasıyla belirlenmektedir.

Şekil 1 (e)'ye göre, 'B' düğümüne ilişkin kuvvetlerden;

$\sum F_x = 0; -RB + BC + DB \cdot \cos 30^\circ = 0$ denklemine göre, 'BC' çubuk kuvveti (Çeki) belirlenmektedir.

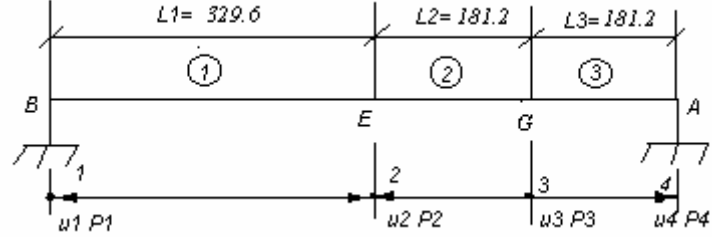
Belirlenen tüm kafes giriş çubuk kuvvetleri çizelge halinde verilmiştir.

Çizelge II.
Kafes giriş çubuk kuvvetleri

Çubuk adı	Çubuk kuvvetleri (N)	
	Çeki	Bası
AE	-	2000
AF	-	1300.5
FE	952	-
FD	-	1166.15
ED	-	476
EB	-	1175.5
DB	348.46	-
DC	-	1412.5
BC	998.73	-

Şekil 1'e göre, 'RA' ve 'RB' mesnetleri arasında bulunan 'AE' ve 'EB' çubukları basıya çalışan ve toplam olarak en yüksek gerilmeye sahip olan çubuklardır. Bu çubuklara dikey konumda bulunan 'ED' ve 'EF' çubukları birbirlerini dengeledikleri için dikey konumda herhangi bir kuvvet yoktur. Bu durumda 'BA' düşey kirişi eksenel olarak en yüksek bası kuvveti etkisinde olduğundan önemli sayılan bir kiriş olarak incelemeye alınmıştır.

Araştırmada ilk olarak 'BA' düşey kirişinin Sonlu elemanlar yöntemine göre üç elemanlı ve dört düğümlü bir modeli oluşturulmuştur.⁴



Şekil 2.

Düşey kirişin Sonlu elemanlar modeli

Kafes kiriş çubukların malzemesi yapı çeliğinden, (40 x 40 x 4) mm ebadında köşebent demiridir. Aynı ölçüde düşey kiriş çubuğuna ilişkin bazı teknik özellikler çizelge halinde verilmiştir.

Çizelge III.

Düşey kiriş çubuğuna ilişkin bazı teknik özellikler^{1,6}

Kesit alanı 'A' (mm ²)	Elastikiyet modülü. 'E' (N / mm ²)	Isıl genleşme katsayısı. (α)	Sıcaklık değişimi. 'Δ T' (° C)
308	210000	12.2.(10 ⁻⁶)	20

Düşey kiriş çubuğunun, üzerine düşen eksenel kuvvetlere ve sıcaklık değişimine göre mukavemet analizi

Düşey kiriş çubuğuna ait düğüm noktalarının, yer değiştirmeleri, iç kuvvetleri ve gerilmelerinin hesaplanmasına yönelik olarak, Sonlu elemanlar yöntemine ilişkin matris eşitlikler sırasıyla verilmiştir⁴

Sonlu elemanlar modeline göre, bir, iki ve üç nolu elemanların eksenel olarak katılık matris eşitliği;

$$K_i = A_i \cdot E_i / L_i \cdot \begin{bmatrix} +1 & -1 \\ -1 & +1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

Şeklinde yazılmaktadır.

Burada; i = indis şeklinde 1, 2 ve 3 nolu elemanları göstermektedir.

A = Eleman kesit alanı (mm^2),

E = Elastikiyet modülü (N/mm^2),

L = Eleman uzunlukları (mm).

Şekil 2’de verilen Sonlu elemanlar modeline göre düşey kiriş elemanı’na ait eleman noları, eleman uç noları, her bir elemanın eksenel katılık değerleri ve ısıyla boyuna genleşmede, zorlanma kuvvetleri çizelge halinde verilmiştir.

Çizelge IV.
Düşey kiriş elemanı modeline ilişkin bazı veri değerleri

Eleman noları	Eleman uç noları (i) (j)		Eksenel katılık değeri ($A \cdot E / L$) (N / mm)	Isısal zorlanma kuvvetleri ($A \cdot E \cdot \alpha \cdot \Delta T$) (N / mm)
1	1	2	196237.8	15781.9
2	2	3	356953.6	15781.9
3	3	4	356953.6	15781.9

Düşey kiriş çubuk elemanın genel katılık matrisi;

$$[K] = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \end{matrix} & \begin{pmatrix} S(1,1,1) & S(1,1,2) & 0 & 0 \\ S(1,2,1) & S(1,2,2) & S(2,1,2) & 0 \\ & + S(2,1,1) & S(2,2,2) & \\ 0 & S(2,2,1) & + S(3,1,1) & S(3,2,1) \\ 0 & 0 & S(3,2,1) & S(3,2,2) \end{pmatrix} \end{matrix} \quad (2)$$

şeklinde yazılmaktadır. Matris eşitlikte (+) işareti ile toplamı yapılan, $S(2,1,1)$ karşısı 2. Elemanın 1. satırının 1. sayısıdır. $S(3,1,1)$ karşısı ise 3. elemanın 1. satırının 1. sayısıdır. Eksenel katılık olarak her iki değerin karşısı, çizelge IV ve eşitlik 1’e göre, $356953.6 \text{ N} / \text{mm}$ ’dir.

Sonlu Elemanlar genel denklemi⁵;

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \{u\}} = [K] \cdot \{u\} - \{F\} - \{P\} = 0 \quad (3)$$

eşitliği şeklindedir.

Burada; [K]= Genel katılık matrisi,

$\{u\}$ = Uç yer değiştirmeler,

$\{F\}$ = Eksenel yönde ısıyla şekil değiştirme enerjisine ilişkin kuvvetlerdir.

Sonlu elemanlar modeline göre her üç eleman için bu kuvvetler;

$$\{F_{se}^{(e)}\} = \begin{bmatrix} -A.E.\alpha.\Delta T \\ A.E.\alpha.\Delta T \end{bmatrix}$$

şeklinde yazılmaktadır.

Burada; ‘e’ üs şeklinde eleman numaralarını, ‘se’ ise alt indis şeklinde eleman uç numaralarını göstermektedir. ‘A. E. α . ΔT ’ sırasıyla her bir elemanın; kesit alanı, elastikiyet modülü, ısı genleşme katsayısı ve sıcaklık değişimidir.

$\{P\}$ = Dış kuvvetler olarak,

$\{P\} = (P1 \ P2 \ P3 \ P4)^T$ şeklinde yazılmaktadır.

Eksenel kuvvetlere göre; ‘P1 ve P4’ kuvvetleri, 1. ve 4. düğümlere gelen dış kuvvetlerdir. Sınır koşullarına göre bu kuvvetlerin değeri sıfırdır. ‘P2 ve P3’ ise 2. ve 3. Düğümlere gelen dış kuvvetlerdir. ‘P2’ yerine, ‘EB’ giriş kuvveti, ‘P3’ yerine ise ‘AE’ giriş kuvveti konulmaktadır.

Her bir elemanın eksenel iç kuvvetleri⁵;

$$\begin{Bmatrix} S_i^{(e)} \\ S_j^{(e)} \end{Bmatrix} = A.E / L. \begin{bmatrix} +1 & -1 \\ -1 & +1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} -A.E.\alpha.\Delta T \\ A.E.\alpha.\Delta T \end{Bmatrix} \quad (4)$$

eşitliğinden hesaplanmaktadır.

Burada; ‘A, E, L, α , ΔT ’; sırasıyla her bir elemanın kesit alanı, elastikiyet modülü, uzunluğu, ısı genleşme katsayısı ve sıcaklık değişimidir.

‘ u_i ve u_j ’; Her bir elemana ait uçların yer değiştirmeleridir (mm).

‘2’ nolu elemanın şekil değiştirme miktarı;

$$\varepsilon_2 = \frac{(\ell_3 - \ell_2)}{L_2} \quad (5)$$

Eşitliğinden hesaplanmaktadır.

Burada; ' ℓ_2 ve ℓ_3 '; Sonlu elemanlar modeline göre sırasıyla ' u_2 ve u_3 ' olarak '2' nolu eleman uçlarının eksenel yer değiştirmeleridir (mm),

' L_2 ' ise; '2' nolu elemanın uzunluğudur (mm).

Düşey kiriş çubuk elemanın toplam gerilmesi²;

$$\sigma_T = \varepsilon_T \cdot E \quad (6)$$

eşitliğine göre hesaplanmaktadır.

Burada; ε_T = Tüm elemanların toplam şekil değiştirme miktarı,

E = Elastikiyet modülü (N /mm²).

BULGULAR ve TARTIŞMA

İlk olarak Eşitlik 3'de verilen Sonlu elemanlar genel denkleminin 2 ve 3 nolu düğüm noktalarının yer değiştirmeleri belirlenmiştir.

Eşitlik 3'egöre eksenel kuvvetlere ilişkin yer değiştirmeler;

$$10^4 \cdot \begin{pmatrix} (19.62) & (-19.62) & (0) & (0) \\ (-19.62) & (55.31) & (-35.69) & (0) \\ (0) & (-35.69) & (71.39) & (-35.69) \\ (0) & (0) & (-35.69) & (35.69) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -15781.9 \\ 15781.9 \\ 0 \\ 15781.9 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} P_1 \\ 1175.5 \\ 2000 \\ P_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

sonlu elemanlar genel denkleminin hesaplanmıştır.

Şekil 2'de Sonlu elemanlar modelinde Düşey kiriş uç noktalarının sınır koşullarına göre; 'A' ve 'B' mesnetlerine rastlayan 1. ve 4. düğümler sabittir. Bu nedenle hesaplamalarda, Sonlu elemanlar genel denkleminde yer alan katılık matrisinin 1. ve 4. satır ve sütunları silinmektedir. Buna bağlı olarak (u_1, u_4), (F_1, F_4) ve (P_1, P_4) gibi satır elemanları da silinmektedir.

Araştırma konusu düşey kirişin, eksenel kuvvetlere ilişkin mukavemet analizi

MATLAB Bilgisayar programında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar çizelge halinde verilmiştir.

Çizelge V.
Düşey kiriş çubuk elemanın Mukavemetine ilişkin sonuç değerler

Düğüm Noktaları	Eksenel yer değiştirmeler 'u ₂ , u ₃ ' (mm)	Eksenel iç kuvvetler 'S ₂ , S ₃ ' (N)	Toplam Gerilme σ_T (N/ mm ²)	Dinamik koşullar için emniyet gerilmesi σ_{em} (N/mm ²)
2	0.0479	23314	24. 99	68.91
3	0.0268	-23314		

Çizelge V'de verilen, $\sigma_T = 24.99 \text{ N / mm}^2$ Toplam gerilme değeri, $\sigma_{em} = 68.91 \text{ N / mm}^2$ emniyet gerilmesinden^{1, 6} daha küçük değerde belirlenmiştir. Düşey kiriş çubuk elemanı esas olmak üzere diğer kiriş elemanlarının da mukavemetleri tahmin edilebilmektedir.

Bu araştırma sonuçlarına göre konsol düşey kiriş elemanının mukavemetli olduğu belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

- HARZADIN, G ve YURDAKONAR, S., 1969 Makine Elemanları (Çeviri). Cilt-I, Matbaa Teknisyenleri Koll. Şti. İstanbul.
- İNAN, M., 1988 'Cisimlerin Mukavemeti' İ.T.Ü. Yayınları. İstanbul.
- KARA, A. S., 1974 'Çözümlü Mühendislik Mekanik Problemleri' Güven Kitabevi Ankara.
- NATH, B., 1974 'Fundamentals of Finite Elements for Engineers'. The Athlone Press of the University of London.
- PAR, B., S. ORAK., 1993 'Eksenel Yüklü ve Termik gerilmeli Hiperstatik Sistemlerin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Çözümü' Mühendis ve Makine Dergisi, Sayı: 406.
- SHIGLEY, J. E., 1963 'Mechanical Engineering Design' Mc Graw- Hill Book Company, Inc- New York.