

Interlaminar Defect Identification using Vibration Correlation Technique in Filament Winding Cylinder under Axial Loading

Seyed Milad Rahimdadi ^a, Mohsen Heydari Beni ^a, Jafar Eskandari Jam ^{a*}

^a Faculty of Materials and Manufacturing Technologies, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

Original Article

Use your device to scan
and read the article online



Citation: Rahimdadi S M, Heydari Beni M, Eskandari Jam J. Interlaminar Defect Identification using Vibration Correlation Technique in Filament Winding Cylinder under Axial Loading. *Mechanics of Advanced and Smart Materials*. 2023;3(2):236-266.

 <https://10.52547/masm.3.2.236>

KEYWORDS

Composite shell,
Buckling,
Delamination defect,
Numerical modeling,
Vibration correlation method.

ABSTRACT

Composite shells are widely used in various industries due to their low weight and high strength. Designing these structures involves various engineering analyses, and one of the most important studies is the investigation of the buckling of shells under axial load. The aim of this research is to investigate the vibrational correlation method on composite cylinders with delamination defects. Delamination defects can occur in structures under different conditions and have a significant impact on the strength of the cylinder. Therefore, in this study, different dimensions and quantities of delamination defects in various specimens were examined using the vibrational correlation method. Carbon fibers of type T300 were used as the reinforcement material, and the epoxy resin LY556 was used as the matrix. The hardener and accelerator combined with the resin in this research are HY917 and DY70, respectively. The layer stacking in the specimens was done with angles [55 90 90 55] using the filament winding method, and artificial delamination defects were created between layers 2 and 3 using Teflon sheets. The manufactured specimens were subjected to modal testing under various compressive forces, and then the critical buckling load of the specimens was obtained using the modal testing method. Using numerical modeling software, critical buckling loads and natural frequencies were calculated for various axial compressive loads through linear and nonlinear analysis. These numerical results were compared with experimental results. The vibrational correlation method accurately predicted the critical buckling load in defect-free specimens with a 3% error, but its accuracy was significantly lower in specimens with delamination defects.

Extended Abstract

1. Introduction

Shells are a type of the structures that have importance role in marine, aerospace, civil and mechanical engineering. Due to special structural features, metal shells have high strength and heavy weight, but in some engineering structures, especially aerospace, low weight and high strength are important factors, so the use of composite materials becomes important. One of these applications of composite materials is in the field of shells, including automotive industries (in the car body), sports equipment, composite cylinders, etc. [1]. Therefore, using the vibration correlation method, which is a relation between buckling and vibrations and investigates the natural frequency reduction in different compressive axial loads, the critical buckling load of the component can be accurately predicted [2-4]. Due to the nature of their constituent materials, composite structures suffer from various damages such as delamination defect. Delamination is created and grows during dynamic

* Corresponding author. Tel.: +9809122172195

E-mail address: eskandari@mut.ac.ir

DOI: <https://10.52547/masm.3.2.236>

Received: August 07, 2023; Received in revised form: September 09, 2023; Accepted: September 21, 2023

© Author



loading, impact, process of manufacturing, machining, etc. Delamination areas reduce the strength of composite structures under compressive loadings [5, 6]. In past researches, the accuracy of the vibration correlation method has been applied on perfect sheets, panels, and shells, and the effectiveness of the vibration correlation method for defective composite shells has been less investigated. The researches, which conducted in this field, are mostly focused on investigating the effect of delamination on the dynamic characteristics of composite beams [7-10], numerical modeling to identify the internal delamination by evaluating changes in the modal parameters of composite plates [11], studying the dynamic response and buckling behavior of the load-carrying part in aerial structures [12], investigating the vibrational correlation in Composite sandwich panel with a rhombic mesh core [13], the effect of delamination on the critical buckling load on several composite plates [14], the critical buckling load in a unidirectional carbon-epoxy composite cylinder [15] and presenting a theoretical model for isotropic cylinders in three conditions [16], internal pressure- axial load, external pressure-axial load and torsional moment-axial load. In the studies of this field, which using the vibration correlation method, no research was found about the effect of delamination on the critical buckling load of composite cylinder shells. In this study, the effect of different dimensions of delamination on the prediction of vibration correlation method for composite cylinders with delamination defect is investigated. In this research, in addition to the experimental test of vibration correlation, linear and non-linear numerical modeling and destructive buckling test have been used to validate this method. The innovation of this research is that due to the abundant use of composite shells in various industries and the high cost of these structures, predicting the stability of the structure under load during the lifetime of the part is very important, which avoids wasting excessive costs.

2. Modeling and formulation

In this section, the stages of research are presented in Figure 1.

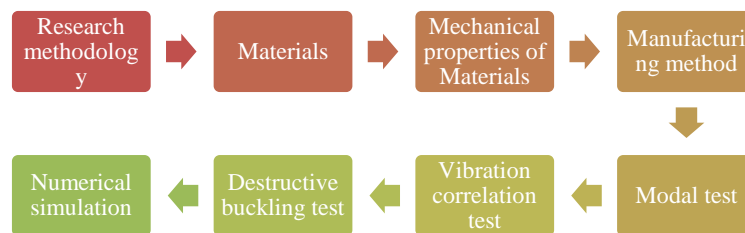


Figure 1. Flowchart of the research method

2.1. Materials

The materials used in making the samples were T300 carbon fibers as reinforcement and epoxy resin for the polymer matrix of the composite material. The epoxy resin used is Thermoset and consists of three components: LY556 resin, HY917 hardener and DY70 accelerator. The ratio of the final composition of this resin is 100% epoxy resin, 98% hardener and 2% accelerator. For optimal curing, this resin was autoclaved for 8 hours at 80°C and 4 hours at 120°C.

2.2. Mechanical properties of Materials

Due to the complexities of direct testing of composite shells and limitations in testing, the micromechanical method is used to obtain mechanical properties. In order to obtain the mechanical properties by the micromechanical method, the properties of the resin, fibers and volume percentage of the composite were tested separately, and then the properties of the composite were obtained with the micromechanical equations. Centam STM-150 device was used to obtain the material properties model. The properties of the epoxy resin were obtained according to the ASTM D638 standard with a stretching speed of 5 mm/min by the Centam machine. This test is used to determine the elastic modulus, Poisson's ratio and tensile strength of the manufactured polymers. To make epoxy resin dumbbells from a metal mold and to configure the mechanical properties test, the resin was placed in the test machine along with an extensometer to accurately measure the strain. The properties of T300 carbon fibers were checked according to the ASTM D2256 standard, and in the fiber tensile test, the length of the samples was chosen to be 25 mm according to the standard, 20 mm of which was placed between the two jaws of the tension device. According to this test, the properties of longitudinal modulus of elasticity and tensile strength of fibers were obtained and the value of density of fibers was taken from the catalog. ASTM D2584 standard was used to obtain the volume percentage of fibers. In this test, a small piece of the composite cylinder was cut and then burned inside the furnace at a temperature of 600 °C, at which temperature the epoxy resin was completely destroyed. By measuring the weight of the sample before and after burning, the volume percentage of the fibers was obtained.

2.3. Manufacturing method

Filament winding method was used to make cylindrical shells. The reason for using this method is the high speed of production and the output of the product with volume percentage and high strength. Four different models of the cylindrical shell with and without delamination were made, and the dimensions of the delamination were different in the samples. Figure 2 shows the filament winding device used in this research.



Figure 2. Filament winding device

In this research, 12 carbon-epoxy cylindrical shells were made. Four different models were designed to investigate the vibrational correlation method and the destructive buckling test, one of which was without defects as a measure of the effect of delamination on the cylinder strength, and the other samples had different dimensions of delamination defects. For validation, three samples were made from each model, one of which was tested by destructive buckling test, and then two other samples were checked by vibration correlation method and finally subjected to destructive buckling test. In all these samples, the length of the cylinders was 300 mm, the inner diameter was 155.4 mm, and the thickness of the shells was about 1.8 mm, and the layering for each sample was determined with the angles [55 90 90 55]. The delamination defect in layers 2 and 3 was created by Teflon sheet with a thickness of 0.67 mm. The Filament winding mold in this research had a diameter of 155.4 mm and a length of 1600 mm. To prepare it during Filament winding and easy removal of the cylinders from the mold, the entire surface of the mold was waxed three times at 20 minute intervals. After the Filament winding, a composite cylinder with a length of 1450 mm was obtained, which was cut into four lengths of 300 mm by a Lathe machine. Table 1 shows the dimensions of different models. Figure 3 shows how to make and create defects in the samples.

Table 1. Dimensions of delamination in four models

Model	Delamination dimensions relative to the area of the sample
First model	No delamination
Second model	15% of the area with a pattern of 7.5×7.5 cm
Third model	30% of the area of 7.5×7.5 cm
Fourth model	30% of the area with two patterns of 7.5×7.5 cm

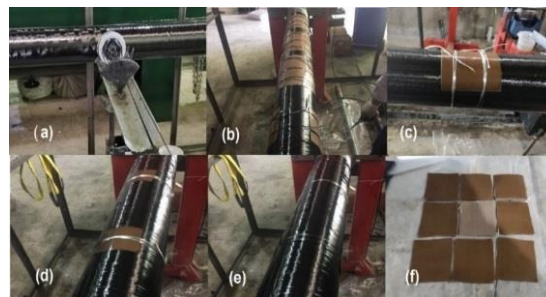


Figure 3. (a) Sample without defects, (b) and (c) samples with defects 5.14×5.14, (d) single defect 5.7×5.7, (e) two defects 5.7×5.7, (f) Teflon sheets with 5.7×5.7 defects sample.

3. Experimental analysis of manufactured samples

According to the samples made with the described method and materials, in this section, three main tests which are the subject of this research are examined. These three tests are modal test, vibration correlation test and destructive buckling test.

3.1. Modal test

The modal test is actually a process to obtain the dynamic properties of the structure. In this test, the dynamic properties of the structure such as natural frequency, damping coefficient and mode shape are obtained by different methods. Due to the requirement of the vibrational correlation method for the natural frequency of the shell under different compressive loads, the modal test was used. To perform the modal test, the hammer method was determined due to the simplicity and smallness of the samples. To prepare the samples for impact at different points, 10 points in the radius of the cylinder and 5 points along the axis of the cylinder were meshed. The boundary condition used in this test was Clamped-Clamped. Due to the importance of structure weight in dynamic properties,

a Piezotronics PCB accelerometer with a very low weight was placed at the 21st point of the meshing by a special adhesive so as not to cause a large weight change in the cylinder. Figure 4 shows the accelerometer used in the research.

After preparing the modal test device and the samples, this test was performed by the hammer and the raw analog data obtained from the accelerometer sensor and the hammer was sent to the USB-4431 data logger from NI.



Figure 4. Connecting the accelerometer to the sample

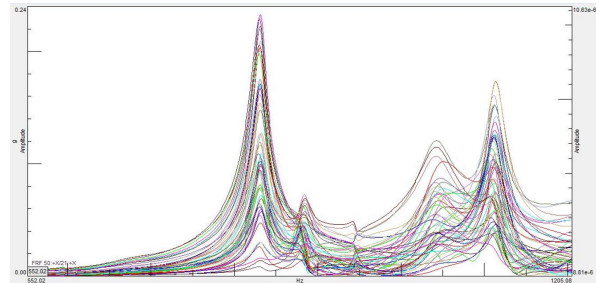


Figure 5. Simcenter software

3.2. Vibrational correlation test

In the vibrational correlation test, the natural frequency at different compressive loads was calculated by the modal test and then predicted by fitting the quadratic curve of the critical buckling load. The displacement speed was 0.5 mm/min for applying the axial load, and the force application steps for the vibration correlation method were 5000 N, and in each force step, the natural frequency of the cylindrical shell was determined by the modal test.

3.3. Destructive buckling test

Destructive buckling test method was used to obtain the experimental buckling load of the samples, comparison and to validate the vibrational correlation method. The loading speed for the destructive test was set at 0.5 mm/min and the method of force application was determined by moving the control for the test. The configuration of the cylinders is shown in Figure 6.

4. Validation with finite element

Numerical modeling was used to verify the results obtained from destructive buckling test and vibration correlation method. In this method, we first take the linear buckling analysis from the ideal cylinder and modify the linear model with a coefficient of displacement in the shape of different buckling modes and apply the geometrical defect of the cylinder to the ideal shell in the form of coefficients of buckling modes. Abaqus 2020 software was used for numerical modeling in this research. The cylinder model in the Part module of the software was designed as two shells with a diameter of 155.4 mm, a thickness of 0.9 mm, and a length of 280 mm. In the Property module, the properties of the composite materials were applied from the result of micromechanical method, and the layering of the real sample shell was placed in the “create composite layup” section. In the Step module, Buckle and Frequency solvers were selected for linear analysis of buckling and vibrations respectively, and Riks and Frequency solvers were used for nonlinear analysis of buckling and vibrations. In the interaction module, the shells were partitioned to create delamination, and then the sections that do not have delamination were connected by the Tie constraint. S4R element was chosen for the elements type of the shells. Due to the geometry of the samples and their low thickness compared to other dimensions and the high speed of S4R element compared to other elements, this element was used for analysis. Creating geometric defects in Abaqus software does not exist directly in the CAE environment and keywords must be written to apply defects.

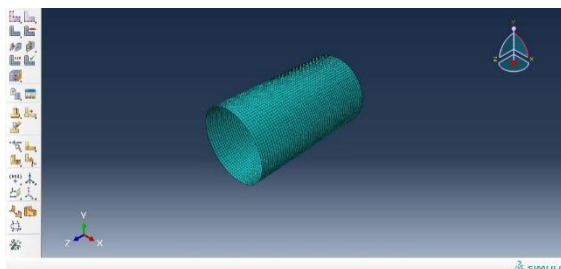


Figure 7. Cylindrical shell meshing



Figure 6. Sample configuration for vibration correlation test

The greater number of elements for meshing causes the closer accuracy to the experimental state. Due to the increase of the element and the increase of the solution time, the minimum possible number of elements with acceptable accuracy should be used. Figure 8 shows the independence of the mesh in the cylindrical model, in which 14,000 elements were selected in this project.

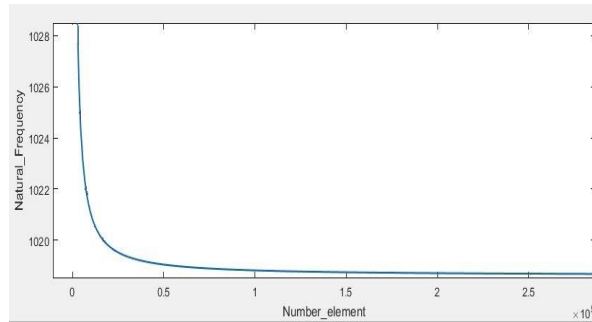


Figure 8. Independence diagram of the mesh

5. Results

In this section, the results obtained from the modal test, destructive buckling test, vibrational correlation and numerical modeling were presented and compared for each delamination model with three samples.

5.1. Results of mechanical properties

According to the test standards for the mechanical properties of resin and fibers and the micromechanical method described in the last chapter, the general properties of the composite were obtained. Figure 9 shows the samples made to test resin properties and the stress-strain diagram for testing five standard samples.

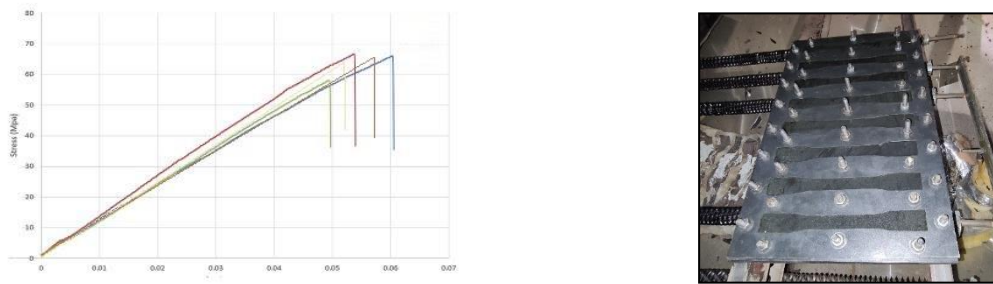


Figure 9. Resin dumbbell samples and resin mechanical properties test chart

In table 2, the characteristics of resin and fibers were obtained from the two standard tests ASTM D638 and ASTM D2256, and by placing these values in the micromechanical relations, the overall properties of the composite for use in numerical modeling were calculated and placed in table 3.

Table 2. Mechanical properties of epoxy resin

properties	T300 fibers	Resin
Modulus of elasticity (GPa)	180	2.5
Poisson's ratio	0.26	0.3
Density (Kg/m ³)	1760	1230

Table 3. Properties of carbon/epoxy composite

ρ	G_{23}	G_{13}	G_{12}	ν_{12}	E_2	E_1
1570 Kg/m ³	1.8 GPa	1.5 GPa	1.5 GPa	0.28	5.1 GPa	70 GPa

5.2. The results of the first model

Table 4 shows the natural frequency obtained from the linear numerical modeling method for the ideal composite cylinder of the first model in which there is no delamination defect. Forces have been applied to the model in steps of 5 kN and up to 70 kN.

Table 5 shows the average natural frequency of the first three modes obtained from the modal test for the two tested samples, which is in good agreement with previous research on the vibration correlation method in composite cylinders.

The results of modeling and experimental test are in good agreement with each other. The natural frequency before applying the load showed a lower value compared to the first step, which was contrary to expectation. This frequency increase in the first step of the force was also observed by Laban et al [17]. Table 6 shows the difference

in the natural frequency of the first vibration mode in linear and non-linear numerical modeling compared to the experimental test.

Table 4. Natural frequency of linear modeling of the first model

Load (KN)	First mode (Hz)	Second mode (Hz)	Second mode (Hz)
0	1020	1135	1198
5	1014	1131	1193
10	1008	1125	1188
15	1002	1120	1183
20	996	1114	1178
25	990	1108	1173
30	984	1103	1168
35	978	1097	1163
40	972	1031	1158
45	968	1085	1151
50	962	1079	1145
55	956	1073	1138
60	948	1064	1125
65	936	1058	1118
70	929	1051	1108

Table 5. natural frequency of the experimental test of the first model

Load (KN)	First mode (Hz)	Second mode (Hz)	Second mode (Hz)
0	874	989	1041
5	880	998	1048
10	871	985	1036
15	862	956	1016
20	850	926	1007
25	839	917	996
30	827	908	989
35	815	894	974
40	803	881	962
45	791	875	951
50	779	861	938
55	767	850	924
60	754	839	913
65	743	827	905
70	731	815	897

Table 6. The percentage difference of the natural frequency of the first experimental mode with linear and non-linear modeling in the first model

Load (KN)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Linear difference (%)	14	14	14	15	15	16	16	16	17	17	18	18	19	19	19
Nonlinear difference (%)	13	13	13	13	13	13	13	13	12	12	12	13	12	12	12

5.3. The results of the second model

Table 7 shows the natural frequency obtained from the linear numerical modeling method without applying geometric defects for the composite cylinder of the second model. The delamination defect in the second model was considered as 15% of the cylinder area with dimensions of 7.5×7.5 cm.

Table 7. Natural frequency of linear modeling of the Second model

Load (KN)	First mode (Hz)	Second mode (Hz)	Second mode (Hz)
0	1012	1063	1116
5	1002	1058	1104
10	990	1038	1093
15	979	1027	1079
20	967	1016	1063
25	951	1004	1045
30	943	991	1032
35	934	980	1019
40	921	968	1008
45	911	954	992
50	899	938	979

Table 8 shows the average natural frequency of the first three modes obtained from the modal test for the two tested samples. These natural frequency values in the experimental test are lower compared to the linear and non-linear modeling, which can be due to the limited degree of freedom of the modeling samples and the presence of defects in the sample. The results of different force steps in the modeling method and experimental test are in good agreement with each other. In the second model, the natural frequency increases in the first three steps, which is different compared to the numerical modeling and the results of the first model. This increase was also observed in the first step of force application in the first model, but in the second model, the distortion of 7.5 cm in the

samples are continued at higher loads and the reason for this increase in frequency up to the force of 10 kN can be attributed to the presence of delamination.

Table 8. Natural frequency of the experimental test of the second model

Load (KN)	First mode (Hz)	Second mode (Hz)	Second mode (Hz)
0	831	881	1035
5	850	908	1038
10	848	904	1049
15	843	902	1046
20	837	898	1044
25	833	894	1040
30	829	891	1037
35	825	886	1041
40	820	884	1033
45	813	875	1025
50	806	867	1012

Table 9 shows the percentage difference of the natural frequency of the first vibration mode in linear and non-linear numerical modeling compared to the experimental test. In the linear mode, due to not considering the geometrical defect, it shows a higher frequency compared to the experimental and non-linear test, but in the non-linear mode, due to the considering of the geometrical defect, it is closer to the experimental test.

Table 9. The percentage difference of the natural frequency of the first experimental mode with linear and non-linear modeling in the second model

Load (KN)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Linear difference (%)	16	14	13	13	12	11	11	10	9	9	9
Nonlinear difference (%)	15	13	11	11	10	9	8	8	8	7	6

5.3. The results of the third model

Table 10 shows the natural frequency obtained from the linear numerical modeling method without applying geometric defects for the composite cylinder of the third model. The delamination defect in the third model was considered as 30% of the area of the cylinder with dimensions of 14.5×14.5 cm. Forces have been applied to the model in steps of 5 kN and up to 40 kN. By introducing 5 kN, the natural frequency of the cylinder decreases compared to the no-load mode, which is due to the reduction of the stiffness of the structure, and also with the increase of force steps, the reduction of frequency increases. The first three modes of the linear natural frequency of the third model have a lower value than the first and second models, which is due to the increase of the delamination surface and the further decrease of the cylinder hardness. As a result, increasing delamination area reduces the natural frequency of the system.

Table 10. Natural frequency of linear modeling of the third model

Load (KN)	First mode (Hz)	Second mode (Hz)	Second mode (Hz)
0	794	826	1045
5	781	817	1033
10	772	807	1024
15	761	796	1012
20	753	787	933
25	739	775	981
30	727	766	972
35	715	744	959
40	703	731	947

Table 11 shows the average natural frequency of the first three modes obtained from the modal test for the two tested samples. These natural frequency values in the experimental test are lower than the linear and non-linear modeling, which can be due to the limited degree of freedom of the modeling samples and the presence of various defects in the sample. The results obtained in different force steps in the modeling method and experimental test are in good agreement with each other. In the third model, the natural frequency increases in the first five steps, which is different compared to the numerical modeling and the results of the first two models. Although this increase was also observed in the first two models, but in the third model, the existence of a delamination of 14.5 cm in the samples, it continues at higher loads and the reason for this increase in frequency up to 20 kN force can be considered the presence of delamination and the increase of delamination area in the sample.

Table 12 shows the percentage difference of the natural frequency of the first vibration mode in linear and non-linear numerical modeling compared to the experimental test. In the linear mode, due to not considering the ideal mode, it shows a higher frequency compared to the experimental and non-linear test, but in the non-linear mode, it is closer to the experimental test due to the application of geometric defects.

Table 11. Natural frequency of the experimental test of the third model

Load (KN)	First mode (Hz)	Second mode (Hz)	Second mode (Hz)
0	749	842	1020
5	774	861	1051
10	823	870	1079
15	842	881	1087
20	847	890	1075
25	842	896	1063
30	840	893	1058
35	837	889	1051
40	832	881	1042

Table 12. The percentage difference of the natural frequency of the first experimental mode with linear and non-linear modeling in the third model

Load (KN)	0	5	10	15	20	25	30	35	40
Linear difference (%)	6	12	-15	-7	-11	-12	-14	-15	-16
Nonlinear difference (%)	5	1	-6	-8	-12	-14	-15	-17	-19

5.4. The results of the fourth model

Table 13 shows the natural frequency obtained from the linear numerical modeling method without applying geometric defects for the composite cylinder of the fourth model. The delamination defect in the fourth model was considered as 30% of the cylinder area with two defects measuring 7.5×7.5 cm and on both sides of the cylinder. Forces have been applied to the model in steps of 5 kN and up to 55 kN. By introducing 5 kN, the natural frequency of the cylinder decreases compared to the no-load mode, which is due to the reduction of the stiffness of the structure, and also with the increase of force steps, this reduction of frequency increases. Although the area of the delamination is equal in the third and fourth model, but the natural frequency in the fourth model has a higher value than the other models, which is due to the symmetry of the defects and the increase in the hardness of the cylinder.

Table 14 shows the average natural frequency of the first three modes obtained from the modal test for the two tested samples. The results obtained in different force steps in the modeling method and experimental test are in good agreement with each other. Compared to the first and second models, the fourth model has an increase in frequency in more force steps, which can be attributed to the increase in the delamination area compared to the two models. However, despite the fact that the delamination area is equal to the fourth model, the third model experiences an increase in frequency at the beginning of force application in a higher force range than the fourth model, which can be attributed to the asymmetry of the delamination defect in the cylinder. The fourth model experiences an increase in natural frequency up to a load of 15 kN.

Table 13. Natural frequency of linear modeling of the fourth model

Load (KN)	First mode (Hz)	Second mode (Hz)	Second mode (Hz)
0	981	994	1022
5	971	984	1012
10	960	973	1001
15	952	961	992
20	940	951	981
25	931	940	970
30	921	928	962
35	910	918	951
40	898	908	942
45	877	898	929
50	868	888	918
55	856	876	906

Table 14. Natural frequency of the experimental test of the fourth model

Load (KN)	First mode (Hz)	Second mode (Hz)	Second mode (Hz)
0	825	878	902
5	833	882	915
10	865	901	941
15	864	898	953
20	861	892	951
25	858	889	948
30	853	884	943
35	851	878	938
40	845	876	933
45	839	870	928
50	833	864	923
55	829	857	916

The table shows the 24% difference in the natural frequency of the first vibration mode in linear and non-linear numerical modeling compared to the experimental test. The linear mode shows a higher frequency than the

experimental and non-linear test due to considering the ideal mode, but in the non-linear mode it is closer to the experimental test due to the application of geometric defects.

Table 15. The percentage difference of the natural frequency of the first experimental mode with linear and non-linear modeling in the fourth model

Load (KN)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Linear difference (%)	15	14	10	9	8	7	7	6	5	4	4	3
Nonlinear difference (%)	15	13	9	8	7	6	6	5	4	3	3	2

6. Conclusion

Despite many studies on cylindrical shells, there is a few method that can predict the critical buckling load with high accuracy without causing damage to the shells, especially in composite cylinders where defects are inevitable in the manufacturing process and the dimensions of these defects can have a significant impact on strength of the cylinder. In this research, the vibration correlation method has been investigated in cylinders without defects and cylinders with delamination defects, the results of which can be seen as follows:

1- The delamination defect causes a significant decrease in the strength of the composite cylinder, so that in the cylinder with a delamination defect with an area of 30% of the cylinder, the buckling strength is 32% less compared to the case without a defect.

2- By applying geometric defects to the numerical modeling samples, it makes the results of the numerical model closer to the experimental samples.

3- Increasing the area of the delamination reduces the stiffness of the cylinder and then reduces the natural frequency of the structure.

4- Reduction of natural frequency in composite cylinders with two delamination defects symmetrically compared to a single defect with equal area has a lower reduction.

5- In clamped-clamped boundary conditions, by applying axial compressive load in the composite cylinder, its stiffness decreases, which causes the natural frequency to decrease in the structure, and the more the axial load increases, the more negative effect it has on the stiffness.

6- In the first few steps of applying compressive axial force on the composite cylinder, the natural frequency increases, but as the axial load increases, the natural frequency decreases again.

7- Increase in natural frequency in the first few steps of applying axial force in cylinders with delamination defects, compared to the normal state, the frequency increases in more load ranges, which of course increases with the increase of the delamination area.

8- The vibrational correlation method using the results of non-linear numerical modeling is highly accurate for samples without defects.

9- The vibration correlation method for the composite cylinder without delamination defect in the compression force range above 64% of the destructive buckling test predicted the buckling critical load with an accuracy of 8%.



مشخصه‌یابی عیوب بین ساختاری در فرآیند رشته‌پیچی استوانه‌های کامپوزیتی تحت فشار محوری با استفاده از روش همبستگی ارتعاشی

سید میلاد رحیمدادی^{الف}، محسن حیدری بنی^ب، جعفر اسکندری جم^ج*

^{الف} کارشناسی ارشد، مجتمع دانشگاهی مواد و فناوری های ساخت، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران.
^ب دانشجوی دکتری، مجتمع دانشگاهی مواد و فناوری های ساخت، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران.
^ج استاد، مجتمع دانشگاهی مواد و فناوری های ساخت، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران.

چکیده	واژگان کلیدی
<p>پوسته‌های کامپوزیتی به دلیل وزن کم و استحکام زیاد در صنایع متنوعی به‌صورت گسترده استفاده می‌شوند که برای طراحی این سازه‌ها تحلیل‌های مهندسی مختلفی صورت می‌گیرد و یکی از مهم‌ترین مطالعات، بررسی کمانش پوسته‌ها در بار محوری است. هدف این پژوهش بررسی روش همبستگی ارتعاشی بر روی استوانه کامپوزیتی دارای عیب تورق می‌باشد. عیب تورق در شرایط مختلفی در سازه ایجاد می‌شود و تاثیر زیادی بر استحکام استوانه می‌گذارد. لذا در پژوهش حاضر ابعاد و تعداد مختلف تورق در نمونه‌های متنوعی تحت روش همبستگی ارتعاشی مورد بررسی قرار گرفت. در این پژوهش از الیاف کربن T300 برای تقویت‌کننده و از رزین گرما سخت LY556 برای زمینه استفاده شد. هاردنر و شتاب‌دهنده ترکیب شده با رزین در این پژوهش به ترتیب HY917 و DY70 می‌باشند. لایه چینی در نمونه‌ها با زوایای [۵۵ ۹۰ ۹۰ ۵۵] به روش رشته پیچی انجام گرفت که با استفاده از ورق تفلون بین لایه‌های ۲ و ۳ عیب تورق مصنوعی ایجاد شد. نمونه‌های ساخته شده در نیروهای فشاری مختلف تحت آزمون مودال قرار گرفتند و سپس به روش آزمون مخرب کمانشی بار بحرانی نمونه‌ها بدست آمد. با استفاده از نرم‌افزار مدل‌سازی عددی به‌صورت تحلیل خطی و غیرخطی بار بحرانی کمانش و فرکانسی طبیعی در بارهای محوری فشاری مختلف محاسبه شده و با نتایج تجربی مقایسه شدند. روش همبستگی ارتعاشی با نتایج تجربی و مدل‌سازی عددی غیرخطی در نمونه‌های بدون عیب با دقت ۳ درصد توانست بار بحرانی کمانش را پیش‌بینی کند اما در نمونه‌های دارای عیب تورق دقت این روش بسیار کم بود.</p>	<p>پوسته کامپوزیتی، کمانش، عیب تورق، مدل‌سازی عددی، همبستگی ارتعاشی.</p> <p>تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۵/۱۶ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۶/۱۸ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۶/۳۰</p>

۱- مقدمه

پوسته‌ها بخشی از ساختار سازه‌ها هستند که اهمیت ویژه‌ای در مهندسی مکانیک، هوافضا، عمران و مهندسی دریا دارند. هواپیما، موشک، کشتی و زیردریایی نمونه‌هایی از کاربرد پوسته‌ها در صنایع هوافضا و دریا هستند. یکی از معیارهای امروزه مهندسی افزایش استحکام سازه‌ها بدون افزایش سطح مقطع و وزن آن‌ها می‌باشد. پوسته‌ها به دلیل شکل هندسی خاصی که دارند بار بیشتری نسبت به دیگر اجزا سازه‌ها مانند صفحه‌ها تحمل می‌کنند.

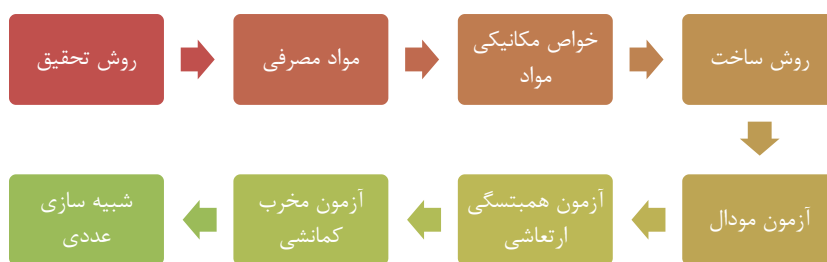
یکی از دلایل استفاده فراوان پوسته‌ها در ساختار سازه را می‌توان همین مقاومت بالای آن‌ها توصیف کرد. پوسته‌های فلزی به دلیل ویژگی‌های ساختاری خود دارای استحکام بالا و وزن زیادی هستند اما چون در بعضی سازه‌های مهندسی به‌ویژه هوافضا وزن کم و استحکام بالا از فاکتورهای مهم محسوب می‌شود، استفاده از مواد کامپوزیتی اهمیت پیدا می‌کند. با پیشرفت صنایع و نیاز روزافزون به موادی با استحکام بالا و وزن کم، مواد کامپوزیتی توانستند مسیر خود را از کاربردهای محدود و محیط‌های آزمایشگاهی به سمت تجاری‌سازی و استفاده در مقیاس‌های بالا باز کنند. یکی از این کاربردهای مواد کامپوزیتی در حوزه‌ی پوسته‌ها از جمله صنایع خودروسازی (در بدنه خودرو)، وسایل ورزشی، استوانه‌های کامپوزیتی و... می‌باشد [۱]. بنابراین با کمک روش همبستگی ارتعاشی که پل ارتباطی بین کماتش و ارتعاشات است و به بررسی کاهش فرکانس طبیعی در بارهای محوری فشاری مختلف می‌پردازد، می‌توان بدون رسیدن قطعه به ناپایداری، بار بحرانی کماتش قطعه را با دقت خوبی پیش‌بینی کرد [۲].

[۴]. سازه‌های کامپوزیتی به علت ماهیت مواد سازنده آن در هنگام ساخت، محیط کاری و زمان سرویس دچار آسیب‌های مختلفی همچون تورق^۱ می‌شوند. یکی از رایج‌ترین علل خرابی در کامپوزیت‌ها عیب تورق می‌باشد. تورق نوعی تغییر شکل لایه‌ها در کامپوزیت‌های چندلایه است که باعث جدایش لایه‌ها در کامپوزیت‌ها می‌شود. تورق در طی بارگذاری دینامیکی، ضربه، در فرایند ساخت، در زمان ماشین کاری و... ایجاد شده و رشد می‌کند. ناحیه‌های تورق باعث کاهش استحکام سازه‌های کامپوزیتی در بارهای فشاری می‌شود [۵ و ۶]. به علت توسعه گسترده کامپوزیت‌ها، عیب‌یابی و پایش سلامت سازه کامپوزیتی از هنگام ساخت تا محیط کار اهمیت بسیار زیادی دارد [۷]. یکی از مهم‌ترین عوامل ایجاد آسیب در سازه‌های مهندسی به‌خصوص پوسته‌ها بحث کماتش در بار فشاری است که می‌تواند باعث از کار افتادن سازه شود و هزینه‌های زیادی را بر سازه‌های مهندسی مانند هواپیما و موشک تحمیل کند [۸ و ۹]. در پژوهش‌های گذشته بیشتر به بحث دقت روش همبستگی ارتعاشی بر روی ورق، پنل و پوسته سالم کار شده است و کارایی روش همبستگی ارتعاشی برای پوسته‌های کامپوزیتی معیوب، کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. پژوهش‌های صورت گرفته در این حوزه غالباً در بررسی تأثیر تورق بر مشخصات دینامیکی تیرهای کامپوزیتی [۱۰]، مدل‌سازی عددی برای جستجو تورق‌های داخلی با بررسی تغییرات در پارامترهای مودال ورق‌های کامپوزیتی [۱۱]، مطالعه پاسخ دینامیکی و رفتار کماتشی بخش حمل‌کننده بار در سازه‌های هوایی [۱۲]، بررسی همبستگی ارتعاشی در ساندویچ پنل کامپوزیتی با هسته مشبک لوزی [۱۳]، تأثیر تورق بر بار بحرانی کماتش بر روی چند ورق کامپوزیتی [۱۴]، بار بحرانی کماتش در استوانه کامپوزیتی با جنس کربن-اپوکسی پیش‌آغشته یک جهته [۱۵] و ارائه مدل تئوری برای استوانه‌های همسانگرد در سه حالت بار فشار داخلی-بار محوری، فشار خارجی-بار محوری و گشتاور پیچشی-بار محوری [۱۶] بوده است. در جست‌وجوهای انجام گرفته در روش همبستگی ارتعاشی، پژوهشی درباره تأثیر تورق بر بار بحرانی کماتش پوسته استوانه کامپوزیتی یافت نشد و به علت تأثیر زیاد تورق بر بار بحرانی کماتش پوسته‌ها، در پژوهش حاضر، تأثیر ابعاد مختلف تورق بر دقت پیش‌بینی روش همبستگی ارتعاشی برای استوانه‌های کامپوزیتی دارای عیب تورق مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این پژوهش علاوه بر انجام آزمون تجربی همبستگی ارتعاشی از مدل‌سازی عددی به‌صورت خطی و غیرخطی و آزمون مخرب کماتشی برای صحت سنجی این روش به کار رفته است. نوآوری این پژوهش در این است که با توجه به کاربرد فراوان پوسته‌های کامپوزیتی در صنایع مختلف و هزینه بالای این سازه‌ها، پیش‌بینی پایداری سازه تحت بار در زمان عمر قطعه اهمیت بسیار بالایی دارد که از هدررفت هزینه‌های گزاف خودداری می‌کند.

۲- تعریف مسئله

در این بخش ابتدا برای آشنایی بیشتر با روند کلی روش پژوهش، در شکل ۱ مراحل انجام تحقیق ارائه شده است. بر این اساس در ادامه به بررسی نوع مواد مصرفی، بیان خواص مکانیکی مواد و روش ساخت نمونه تجربی جهت تحلیل المان محدود عددی و آزمون تجربی پرداخته شده است.

^۱ Delamination



شکل ۱ فلوجارت روش تحقیق

۲-۱- مواد مصرفی

مواد مصرفی در ساخت نمونه‌ها الیاف کربن T300 به‌عنوان تقویت‌کننده و رزین اپوکسی برای زمینه ماده کامپوزیتی پایه پلیمری بوده است. رزین اپوکسی بکار رفته شده گرما سخت بوده و از سه جز رزین LY556، هاردنر^۲ HY917 و شتاب‌دهنده DY70 تشکیل شده است. نسبت ترکیب نهایی این رزین به‌صورت ۱۰۰ درصد رزین اپوکسی، ۹۸ درصد هاردنر و ۲ درصد شتاب‌دهنده می‌باشد. برای پخت بهینه، این رزین ۸ ساعت در دمای ۸۰ درجه سلسیوس و ۴ ساعت در دمای ۱۲۰ درجه سلسیوس داخل اتوکلاو^۳ قرار گرفت.

۲-۲- خواص مکانیکی مواد

به علت پیچیدگی‌های تست مستقیم خواص پوسته‌های کامپوزیتی و محدودیت‌های موجود در آزمایش، از روش میکرومکانیک برای بدست آوردن خواص مکانیکی استفاده شد. برای بدست آوردن خواص مکانیکی به روش میکرو مکانیک به صورت مجزا خواص رزین، الیاف و درصد حجمی کامپوزیت آزمایش شد و سپس با معادلات میکرو مکانیک خواص کامپوزیت بدست آمد. دستگاه سنتم^۴ مدل STM-150 برای بدست آوردن خواص مواد به کار رفت. خواص رزین اپوکسی مطابق با استاندارد ASTM D638 با سرعت کشش ۵ میلی‌متر بر دقیقه توسط دستگاه سنتم بدست آمد، این آزمون برای تعیین مدول الاستیک، ضریب پواسون و استحکام کششی پلیمرهای پخت شده استفاده می‌شود. برای ساخت دمبلی‌های رزین اپوکسی از قالب فلزی و برای پیکربندی آزمون خواص مکانیکی، رزین همراه با اکستنسیومتر^۵ برای اندازه‌گیری دقیق کرنش در دستگاه تست قرار گرفت. خواص الیاف کربن T300 مطابق با استاندارد ASTM D2256 بررسی شد و در آزمایش کشش الیاف، طول نمونه‌ها ۲۵ میلی‌متر مطابق استاندارد انتخاب گردید که ۲۰ میلی‌متر آن در بین دو فک دستگاه کشش قرار گرفت. طبق این آزمون خواص مدول الاستیسیته طولی و استحکام کششی الیاف به دست آمد و مقدار چگالی الیاف از کاتالوگ برداشته شد. برای بدست آوردن درصد حجمی الیاف از استاندارد ASTM D2584 استفاده شد. در این آزمون قطعه کوچکی از استوانه کامپوزیتی بریده‌شده و سپس داخل کوره در دمای ۶۰۰ درجه سلیسیوس سوزانده شد که در این دما رزین اپوکسی به طور کامل از بین رفت. با اندازه‌گیری وزن نمونه قبل و بعد از سوزاندن درصد حجمی الیاف به دست آمد.

۲-۳- روش ساخت

برای ساخت پوسته‌های استوانه‌ای روش رشته پیچی بکار گرفته شد. دلیل استفاده از این روش، سرعت بالای تولید و خروجی محصول با درصد حجمی و استحکام بالا می‌باشد. چهار مدل مختلف پوسته استوانه‌ای با تورق و بدون تورق ساخته شد که ابعاد تورق در نمونه‌های مختلف متفاوت بود. دستگاه رشته پیچی در واقع یک ماشین عددی است که با توجه به تعداد

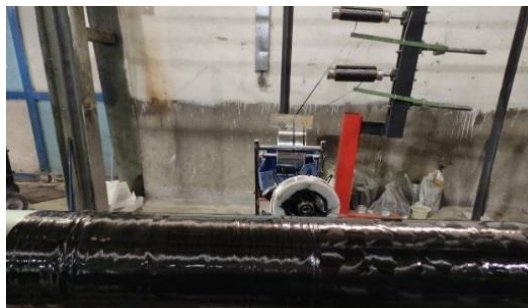
^۲ hardener

^۳ autoclave

^۴ Centam STM-150 device

^۵ extensometer

درجات آزادی دستگاه و نوع لایه چینی نمونه‌ها برای آن برنامه‌نویسی می‌شود. نحوه عملکرد دستگاه به این صورت است که ابتدا رشته‌های الیاف توسط دستگاه کشیده شده و در داخل حمام رزین قرار می‌گیرند و سپس با فشار، رزین اضافه الیاف گرفته می‌شود و با توجه به برنامه نوشته‌شده توسط اپراتور، کنترلر دستگاه سرعت موتورهای الکتریکی را تعیین کرده تا الیاف با زاویه مناسب قرار گیرند. دستگاه رشته‌پیچی استفاده‌شده در این پژوهش دارای دو درجه آزادی است که کنترلر با دو موتور الکتریکی سرعت قالب و سرعت ارباه الیاف را تنظیم می‌کند. شکل ۲ دستگاه رشته‌پیچی استفاده‌شده در این پژوهش را نشان می‌دهد.

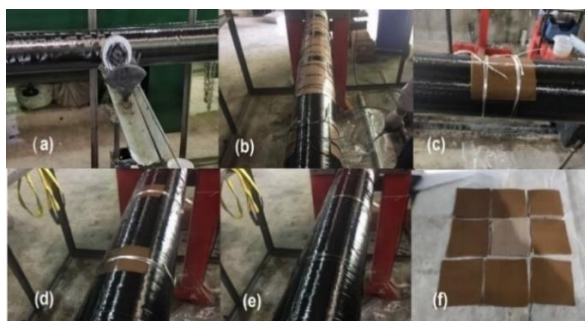


شکل ۲ دستگاه رشته‌پیچی

در این پژوهش ۱۲ پوسته استوانه‌ای از جنس کربن-اپوکسی ساخته شد. چهار الگو مختلف برای بررسی روش همبستگی ارتعاشی و آزمون مخرب کمانشی طراحی شد که یک مورد آن بدون عیب به عنوان معیاری برای تأثیر تورق بر استحکام استوانه و دیگر نمونه‌ها دارای ابعاد مختلفی از عیب تورق بودند. برای صحت سنجی از هر الگو سه نمونه ساخته شد که ابتدا یک مورد آن توسط آزمون مخرب کمانش تست شد و سپس دو نمونه دیگر به روش همبستگی ارتعاشی بررسی و در نهایت تحت آزمون مخرب کمانشی قرار گرفتند. در همه این نمونه‌ها طول استوانه‌ها ۳۰۰ میلی‌متر، قطر داخلی ۱۵۵/۴ میلی‌متر و ضخامت پوسته‌ها حدوداً ۱/۸ میلی‌متر و لایه چینی برای هر نمونه با زوایای [۵۵ ۹۰ ۹۰ ۵۵] تعیین شد. عیب مصنوعی تورق در لایه‌های ۲ و ۳ توسط ورق تفلون به ضخامت ۰/۶۷ میلی‌متر ایجاد گردید. قالب رشته‌پیچی در این پژوهش دارای قطر ۱۵۵/۴ میلی‌متر و طول ۱۶۰۰ میلی‌متر بود که برای آماده‌سازی آن در زمان رشته‌پیچی و خروج راحت استوانه‌ها از قالب، ابتدا تمام سطح قالب سه مرتبه در فاصله‌های زمانی ۲۰ دقیقه واکس زده شد. بعد از رشته‌پیچی، استوانه کامپوزیتی به طول ۱۴۵۰ میلی‌متر به دست آمد که توسط ماشین تراش در چهار طول ۳۰۰ میلی‌متری برش داده شد. در جدول ۱ ابعاد تورق الگوهای مختلف قرار گرفته است. در شکل ۳ نحوه ساخت و ایجاد عیوب در نمونه‌های ایجادشده ارائه شده است.

جدول ۱ ابعاد تورق الگوهای مختلف

الگو	ابعاد تورق نسبت به مساحت نمونه
الگو اول	تورق ندارد
الگو دوم	۱۵ درصد مساحت با الگوی ۷/۵×۷/۵ سانتیمتر
الگو سوم	۳۰ درصد مساحت ۷/۵×۷/۵ سانتیمتر
الگو چهارم	۳۰ درصد مساحت با دو الگوی ۷/۵×۷/۵ سانتیمتر



شکل ۳ (a) نمونه بدون عیب (b) و (c) نمونه‌های دارای عیب ۱۴/۵×۱۴/۵ (d) تک عیب ۷/۵×۷/۵ (e) دو عیب ۷/۵×۷/۵ و (f) ورق‌های تفلون نمونه عیب‌های ۷/۵×۷/۵

۳- تحلیل تجربی نمونه‌های ساخته‌شده

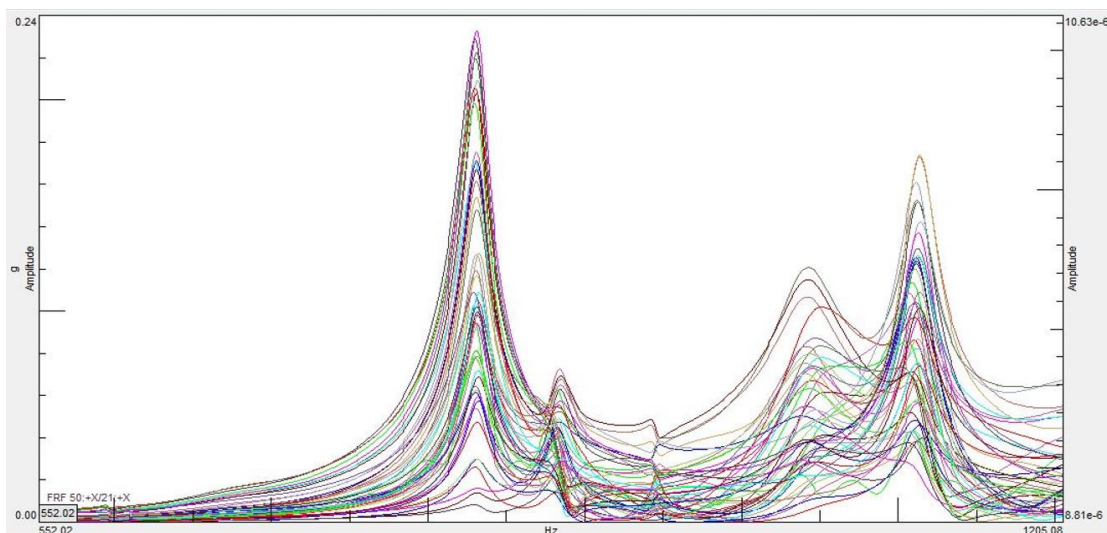
با توجه به نمونه‌های ساخته‌شده با روش و مواد بیان‌شده به روش رشته‌پیچی در این بخش سه آزمون اصلی که موضوع این پژوهش است مورد بررسی قرار می‌گیرد. این سه آزمون عبارتند از آزمون مودال، آزمون همبستگی ارتعاشی و آزمون مخرب کمانش.

۳-۱- آزمون مودال

آزمون مودال در واقع فرایندی برای بدست آوردن خواص دینامیکی سازه است. در این آزمون با روش‌های مختلفی خواص دینامیکی سازه از جمله فرکانس طبیعی، ضریب میرایی و شکل مودها بدست می‌آید. به دلیل نیاز روش همبستگی ارتعاشی به فرکانس طبیعی پوسته در بارهای مختلف فشاری، آزمون مودال بکار گرفته شد. برای انجام آزمون مودال، روش چکش به علت سادگی و کوچک بودن نمونه‌ها تعیین شد. برای آماده‌سازی نمونه‌ها برای اعمال ضربه در نقاط مختلف آن به صورت ۱۰ نقطه در شعاع استوانه و ۵ نقطه در طول محور استوانه مورد مش‌بندی قرار گرفت. شرایط مرزی استفاده‌شده در این آزمون گیردار-گیردار بود. با توجه به اهمیت وزن سازه در خواص دینامیکی، یک شتاب سنج PCB Piezotronics با وزن بسیار کم در نقطه ۲۱ مش بندی توسط چسب مخصوص اتصال قرار گرفت تا باعث تغییر وزن زیاد در استوانه نشود. شکل ۴ شتاب سنج استفاده‌شده در پژوهش را نشان می‌دهد.



شکل ۴ اتصال شتاب سنج به نمونه.



شکل ۵ محیط نرم افزار Simcenter

در سر چکش سنسوری برای بدست آوردن نیروی تحریک قرار دارد که با اعمال ضربه دیتاهای آنالوگ را به دیتالاگر^۶ انتقال می‌دهد. با توجه به بازه فرکانس و مواد سازنده نمونه‌ها از سر چکش با جنس‌های مختلف استفاده می‌شود. هر چه جنس مواد سخت‌تر باشد باید از سر چکش‌های سخت‌تری برای تحریک آن استفاده کرد. بدین منظور در این پژوهش برای تحریک پوسته کامپوزیتی کربن-اپوکسی T300 از سر چکش پلاستیک سخت استفاده شد. بعد از آماده‌سازی دستگاه آزمون مودال و نمونه‌ها، این آزمون توسط چکش انجام گرفت و دیتاهای خام آنالوگ به‌دست‌آمده از سنسور شتاب سنج و چکش به دیتالاگر USB-4431 از شرکت NI فرستاده شد.

۲-۳- آزمون همبستگی ارتعاشی

در آزمون همبستگی ارتعاشی، فرکانس طبیعی در بارهای مختلف فشاری توسط آزمون مودال محاسبه و سپس با برآزش منحنی درجه دوم بار بحرانی کمانش پیش‌بینی شد. سرعت جابه‌جایی، $0/5$ میلی‌متر بر دقیقه برای اعمال بار محوری بود و گام‌های اعمال نیرو برای روش همبستگی ارتعاشی 5000 نیوتن بود که در هر گام نیرو فرکانس طبیعی پوسته استوانه‌ای توسط آزمون مودال انجام گرفت.

۳-۳- آزمون مخرب کمانش

برای به دست آوردن بار کمانش تجربی نمونه‌ها، مقایسه و برای صحت سنجی روش همبستگی ارتعاشی از روش آزمون مخرب کمانش استفاده شد. سرعت بارگذاری برای تست مخرب $0/5$ میلی‌متر بر دقیقه تنظیم و نحوه اعمال نیرو به صورت جابه‌جایی کنترل برای آزمون تعیین شد. پیکربندی استوانه‌ها در شکل ۶ نشان داده شده است.



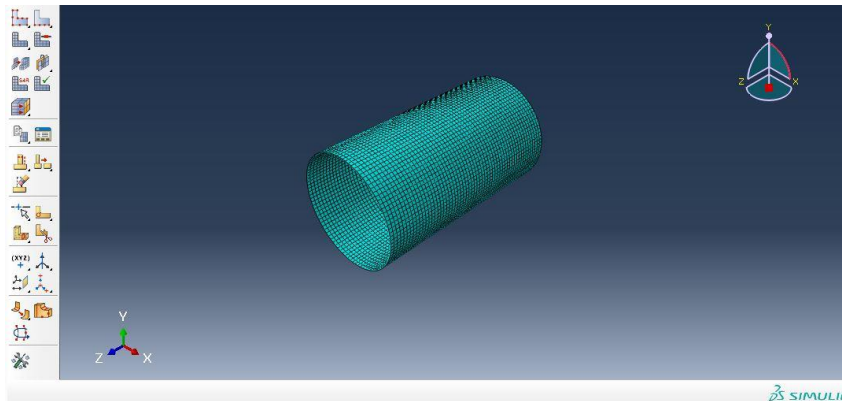
شکل ۶ پیکربندی نمونه برای آزمون همبستگی ارتعاشی.

۴- صحت‌گذاری با تحلیل عددی المان محدود

برای صحت سنجی نتایج حاصل شده از آزمون مخرب کمانشی و روش همبستگی ارتعاشی از مدل‌سازی عددی استفاده شد. مدل‌سازی عددی به دو روش خطی و غیر خطی برای بدست آوردن بار بحرانی کمانش و فرکانس طبیعی انجام گرفت. در روش خطی هندسه استوانه به صورت ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود ولی در حالت غیر خطی، نقص هندسی اولیه نیز برای اعمال می‌شود. برای بدست آوردن نقص هندسی در نمونه استوانه‌های ساخته شده می‌توان از اسکنر سه بعدی لیزری استفاده کرد ولی به علت دسترسی محدود به این دستگاه‌ها راه حل دیگری وجود دارد که در نرم افزارهای تجاری المان محدود قرار گرفته است. در این روش ابتدا از استوانه ایده‌آل تحلیل کمانش خطی گرفته و با ضریبی از جابه‌جایی در شکل مودهای کمانشی مختلف، مدل خطی را اصلاح کرده و نقص هندسی استوانه را به صورت ضرابی از مودهای کمانشی به پوسته ایده‌آل اعمال می‌کنیم. برای مدل‌سازی عددی در این پژوهش از نرم افزار ۲۰۲۰ Abaqus استفاده شد. مدل استوانه در ماژول Part نرم افزار به صورت دو پوسته Shell با قطر $155/4$ میلی‌متر و ضخامت $0/9$ میلی‌متر و طول 280 میلی‌متر طراحی شد. در ماژول Property خواص مواد کامپوزیتی بدست آمده از روش میکرو مکانیک اعمال شد و لایه چینی پوسته همانند نمونه واقعی در بخش creat composite layup قرار گرفت. در ماژول Step برای تحلیل خطی کمانش و ارتعاشات به ترتیب حلگرهای Buckle و Frequency مورد انتخاب

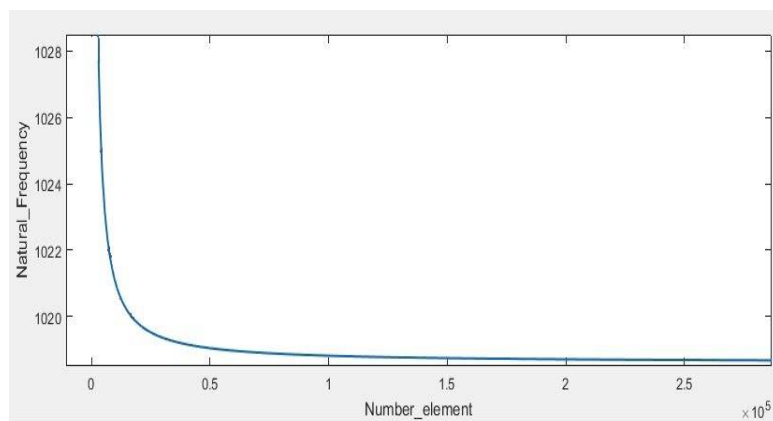
⁶ data logger

قرار گرفتند و برای تحلیل غیر خطی کمانش و ارتعاشات حلگر Riks و Frequency بکار گرفته شدند. در مازول interaction برای ایجاد تورق، پوسته‌ها را پارتیشن زده و سپس بخش‌هایی که تورق ندارند توسط قید Tie به هم متصل شدند. المان S4R برای المان بندی پوسته‌ها انتخاب شد. با توجه به هندسه نمونه‌ها و ضخامت کم آن‌ها نسبت به ابعاد دیگر و سرعت بالای حل المان S4R نسبت به المان‌های دیگر از این المان برای تحلیل استفاده شد. ایجاد نقص هندسی در نرم افزار آباکوس به صورت مستقیم در محیط CAE وجود ندارد و باید برای اعمال نقص keyword نویسی شود. نقص هندسی برای تحلیل غیر خطی بر اساس ضربی از شکل مودهای کمانش خطی به دست می‌آید که مقدار آن در مقایسه با آزمون کمانش تجربی ارزیابی و نزدیک‌ترین مقدار به آزمون تجربی انتخاب می‌شود. در شکل ۷ مش بندی پوسته استوانه‌ای ارائه شده است.



شکل ۷ مش بندی پوسته استوانه‌ای

هرچه تعداد المان‌ها برای مش بندی بیشتر باشد دقت به به حالت تجربی نزدیک تر است. با توجه به زیاد شدن المان و به دنبال آن افزایش زمان حل، باید حداقل تعداد المان ممکن که دارای دقت مورد قبولی باشد استفاده شود. شکل ۸ استقلال از مش در مدل استوانه‌ای را نشان می‌دهد که در این پروژه ۱۴۰۰۰ المان انتخاب شد.



شکل ۸ نمودار استقلال از مش.

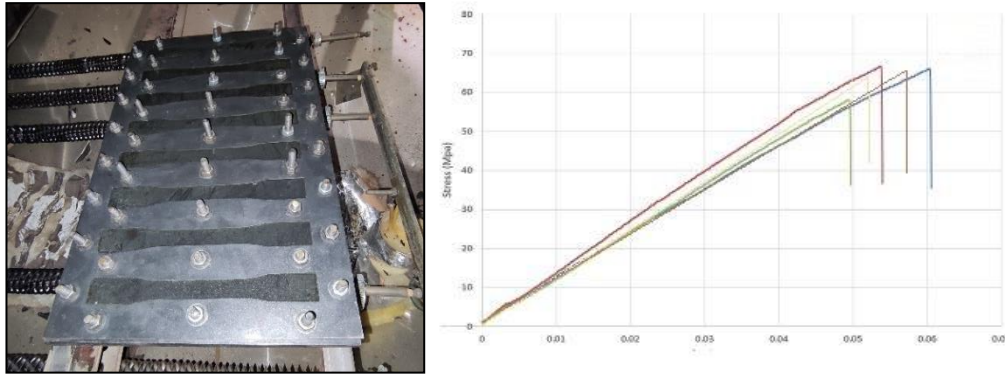
۵- نتایج

در این بخش نتایج بدست آمده از آزمون مودال، آزمون مخرب کمانش، همبستگی ارتعاشی و مدل سازی عددی برای هر الگوی تورق با سه نمونه ساخته شده، ارائه و مقایسه گردید. در بخش ابتدایی نتایج تأثیر هر الگو تورق بر روی فرکانس طبیعی در نیروهای فشاری مختلف به صورت مجزا مورد بررسی قرار گرفت. برای پیش بینی بار بحرانی کمانش به روش همبستگی ارتعاشی، از نتایج بدست آمده به وسیله آزمون مودال تجربی در بارهای مختلف فشاری و خروجی‌های مدل سازی عددی به دو روش خطی و غیر خطی استفاده شد و در ادامه برای مقایسه روش همبستگی ارتعاشی، بار بحرانی کمانش توسط مدل سازی

خطی و غیر خطی و همچنین آزمون مخرب کمانشی بررسی گردید و سپس درصد اختلاف نتایج حاصل شده از روش همبستگی ارتعاشی با آزمون مخرب کمانشی مقایسه شد و در انتها تأثیر بازه‌های مختلف بار محوری فشاری بر دقت روش همبستگی ارتعاشی مورد مطالعه قرار گرفت.

۱-۵- نتایج خواص مکانیکی

با توجه به استانداردهای آزمون خواص مکانیکی رزین و الیاف و روش میکرومکانیک که در فصل گذشته تشریح شده خواص کلی کامپوزیت بدست آمد. در شکل ۹ نمونه‌های ساخته شده برای آزمون خواص رزین و نمودار تنش-کرنش برای آزمون پنج نمونه استاندارد ارائه شده است.



شکل ۹ نمونه‌های دمبلی رزین و نمودار آزمون خواص مکانیکی رزین.

در جدول ۲ مشخصات رزین و الیاف که از انجام دو آزمون استاندارد ASTM D2256 و ASTM D638 به دست آمده قرار گرفته است و با جایگذاری این مقادیر در روابط میکرومکانیک (روابط ۱ تا ۱۱) خواص کلی کامپوزیت محاسبه شد و برای استفاده در مدل‌سازی عددی در جدول ۳ قرار داده شده است.

جدول ۲ خواص مکانیکی رزین اپوکسی

خواص	الیاف T300	رزین
مدول الاستیسیته (GPa)	۱۸۰	۲/۵
ضریب پواسون	۰/۲۶	۰/۳
چگالی (Kg/m^3)	۱۲۶۰	۱۲۳۰

$$\rho = \rho_f v_f + \rho_m v_m \quad (۱)$$

$$E_1 = E_f v_f + E_m v_m \quad (۲)$$

$$v_{12} = v_f v_f + v_m v_m \quad (۳)$$

$$\frac{1}{E_2} = \frac{1}{v_f + \eta_2 v_m} \left[\frac{v_f}{E_f} + \frac{\eta_2 v_m}{E_m} \right] \quad (۴)$$

$$\eta_2 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{G_m}{G_{12}} \right) \quad (۵)$$

$$\frac{1}{G_{12}} = \frac{1}{v_f + \eta_G v_m} \left[\frac{v_f}{G_f} + \frac{\eta_G v_m}{G_m} \right] \quad (۶)$$

$$\eta_G = \frac{1}{4(1-v_m)} \left(3 - 4v_m + \frac{G_m}{G_f} \right) \quad (۷)$$

$$G_{23} = \frac{G_m}{\left(1 - \sqrt{v_f \left(1 - \frac{G_m}{G_f} \right)} \right)} \quad (۸)$$

$$v_{23} = \frac{E_{23}}{2G_{23}} - 1 \quad (9)$$

$$G_f = \frac{E_f}{2(1 + \nu_f)} \quad (10)$$

$$G_m = \frac{E_m}{2(1 + \nu_m)} \quad (11)$$

در روابط بالا ν_m و ν_f به ترتیب کسر حجمی الیاف و رزین و عبارات G_f ، G_m ، G_{12} ، G_{23} به ترتیب مدول برشی الیاف، ماتریس، کامپوزیت در صفحه ۱-۲ و کامپوزیت در صفحه ۳-۲ می‌باشد همچنین E_f ، E_m ، E_1 و E_2 به ترتیب مدول الاستیسیته الیاف، ماتریس و کامپوزیت به صورت طولی و عرضی است. و در نهایت ρ ، ρ_f ، ρ_m چگالی کامپوزیت، الیاف و ماتریس و عبارتهای ν_{12} ، ν_f ، ν_m ضریب پواسون کامپوزیت، الیاف و ماتریس می‌باشند.

جدول ۳ خواص کامپوزیت کربن/اپوکسی

E_1	E_2	ν_{12}	G_{12}	G_{13}	G_{23}	ρ
۷۰GPa	۵۱GPa	۰/۲۸	۱/۵GPa	۱/۵GPa	۱/۸GPa	۱۵۷۰Kg/m ³

در ادامه نتایج مربوط به چهار الگوی در نظر گرفته شده در این پژوهش ارائه شده است.

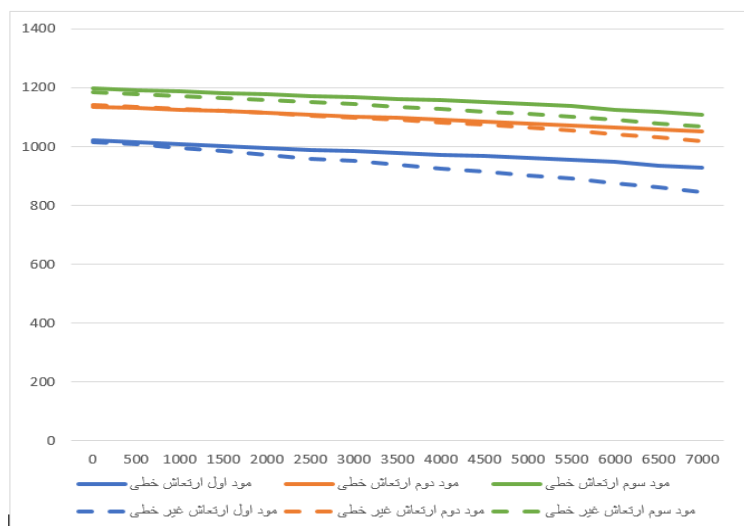
۲-۵- نتایج الگوی اول

جدول ۴ فرکانس طبیعی به دست آمده از روش مدل‌سازی عددی خطی برای استوانه کامپوزیتی ایده‌آل الگو اول که هیچ عیب تورقی در آن وجود ندارد را نشان می‌دهد. نیروها به صورت گام‌های ۵ کیلو نیوتن و تا ۷۰ کیلو نیوتن بر مدل اعمال شده است.

شکل ۱۰ نمودار فرکانس طبیعی سه مود اول ارتعاشی استوانه در دو حالت مدل‌سازی خطی و غیرخطی در الگو اول را نشان می‌دهد که در مدل خطی به علت حالت ایده‌آل استوانه نسبت به حالت غیر خطی سختی بالاتری دارد که باعث فرکانس طبیعی بیشتر نسبت به حالت غیر خطی می‌شود. در مدل‌سازی غیر خطی همانند خطی گام اعمال نیرو ۵ کیلو نیوتن و تا ۵۵ کیلو نیوتن ادامه پیدا کرد.

جدول ۴ فرکانس طبیعی مدل‌سازی خطی الگو اول

نیرو (KN)	مود اول ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)
۰	۱۰۲۰	۱۱۳۵	۱۱۹۸
۵	۱۰۱۴	۱۱۳۱	۱۱۹۳
۱۰	۱۰۰۸	۱۱۲۵	۱۱۸۸
۱۵	۱۰۰۲	۱۱۲۰	۱۱۸۳
۲۰	۹۹۶	۱۱۱۴	۱۱۷۸
۲۵	۹۹۰	۱۱۰۸	۱۱۷۳
۳۰	۹۸۴	۱۱۰۳	۱۱۶۸
۳۵	۹۷۸	۱۰۹۷	۱۱۶۳
۴۰	۹۷۲	۱۰۳۱	۱۱۵۸
۴۵	۹۶۸	۱۰۸۵	۱۱۵۱
۵۰	۹۶۲	۱۰۷۹	۱۱۴۵
۵۵	۹۵۶	۱۰۷۳	۱۱۳۸
۶۰	۹۴۸	۱۰۶۴	۱۱۲۵
۶۵	۹۳۶	۱۰۵۸	۱۱۱۸
۷۰	۹۲۹	۱۰۵۱	۱۱۰۸



شکل ۱۰ نمودار فرکانس طبیعی مدلسازی خطی و غیر خطی الگو اول

جدول ۵ میانگین فرکانس طبیعی سه مود اول حاصل شده از آزمون مودال برای دو نمونه تست شده را نشان می‌دهد که تطابق خوبی با پژوهش‌های محققان پیشین بر روی روش همبستگی ارتعاشی در استوانه‌های کامپوزیتی دارد.

جدول ۵ فرکانس طبیعی آزمون تجربی الگو اول

نیرو (KN)	مود اول ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)
۰	۸۷۴	۹۸۹	۱۰۴۱
۵	۸۸۰	۹۹۸	۱۰۴۸
۱۰	۸۷۱	۹۸۵	۱۰۳۶
۱۵	۸۶۲	۹۵۶	۱۰۱۶
۲۰	۸۵۰	۹۲۶	۱۰۰۷
۲۵	۸۳۹	۹۱۷	۹۹۶
۳۰	۸۲۷	۹۰۸	۹۸۹
۳۵	۸۱۵	۸۹۴	۹۷۴
۴۰	۸۰۳	۸۸۱	۹۶۲
۴۵	۷۹۱	۸۷۵	۹۵۱
۵۰	۷۷۹	۸۶۱	۹۳۸
۵۵	۷۶۷	۸۵۰	۹۲۴
۶۰	۷۵۴	۸۳۹	۹۱۳
۶۵	۷۴۳	۸۲۷	۹۰۵
۷۰	۷۳۱	۸۱۵	۸۹۷

نتایج مدل‌سازی و آزمون تجربی مطابقت خوبی نسبت به هم دارند. فرکانس طبیعی قبل از اعمال بار نسبت به گام اول مقدار کمتری از خود نشان داد که خلاف انتظار بود این افزایش فرکانس در گام اول نیروی توسط لابن و همکاران [۱۷] نیز مشاهده شده است. جدول ۶ مقدار اختلاف فرکانس طبیعی مود اول ارتعاشی در مدل‌سازی عددی خطی و غیر خطی نسبت به آزمون تجربی را مشخص کرده است.

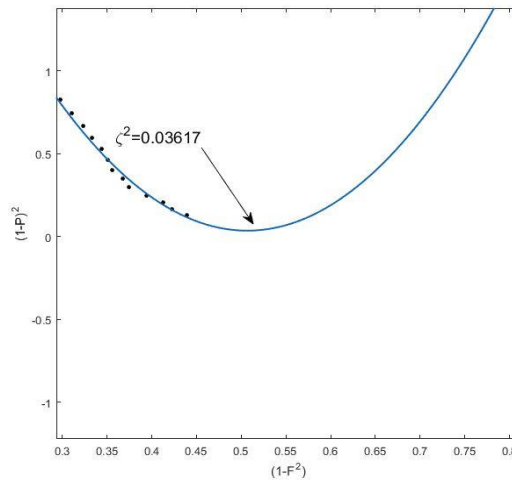
جدول ۶ درصد اختلاف فرکانس طبیعی مود اول تجربی با مدل‌سازی خطی و غیر خطی در الگو اول

نیرو (kN)	۰	۵	۱۰	۱۵	۲۰	۲۵	۳۰	۳۵	۴۰	۴۵	۵۰	۵۵	۶۰	۶۵	۷۰
اختلاف خطی (%)	۱۴	۱۴	۱۴	۱۵	۱۶	۱۶	۱۶	۱۶	۱۷	۱۷	۱۸	۱۸	۱۹	۱۹	۱۹
اختلاف غیر خطی (%)	۱۳	۱۳	۱۳	۱۳	۱۳	۱۳	۱۳	۱۳	۱۲	۱۲	۱۲	۱۲	۱۳	۱۲	۱۲

شکل ۱۱ نمودار درجه دوم برازش منحنی شده از نمونه تجربی ۲ در الگو اول را نشان می‌دهد. مقدار χ^2 برابر $۰/۰۳۶۱۷$

می باشد که با قرار دادن در رابطه ۱۲ بار بحرانی کمانش پیش بینی می شود.

$$P_{VCT} = P_{Cr}(1 - \sqrt{\xi^2}) \quad (12)$$



شکل ۱۱ نمودار همبستگی ارتعاشی نمونه ۲ در الگو اول

برای بررسی دقت روش همبستگی ارتعاشی داده های آزمون مودال تجربی و غیر خطی با این روش مورد مطالعه قرار گرفت که به دلیل اختلاف بیشتر فرکانس طبیعی مدل سازی عددی خطی به نمونه های تجربی فقط از روش غیر خطی برای پیش بینی بار بحرانی کمانش استفاده شده است. منحنی های درجه دوم برازش شده به روش همبستگی ارتعاشی در الگو اول برای حالت تجربی و غیر خطی در جدول ۷ ارائه شده است.

جدول ۷ معادله برازش منحنی درجه دوم برای نمونه های الگو اول

P_{VCT} (kN)	ξ^2	معادله منحنی	نمونه
۸۷/۲۶	۰/۰۴۲۱۲	$7.14x^2 - 8.62x + 2.64$	۱
۸۸/۹	۰/۰۳۶۱۷	$17.64x^2 - 17.87x + 4.56$	۲
۸۰/۶	۰/۰۷۰۶	$18.88x^2 - 8.43x + 1.01$	غیر خطی

در جدول ۸ بار بحرانی کمانش بدست آمده از روش های مختلف برای مقایسه قرار گرفته است. ستون های دوم و سوم مقدار بار بحرانی کمانش به روش مدل سازی عددی خطی و غیر خطی و در ستون های چهارم، پنجم و ششم بار بحرانی کمانش پیش بینی شده به روش همبستگی ارتعاشی به دو صورت مدل سازی غیر خطی و آزمون تجربی قرار دارد و ستون آخر میانگین بار کمانش آزمون مخرب برای سه نمونه ساخته شده را نشان داده شده است. روش همبستگی ارتعاشی تجربی توانست با دقت قابل قبول ۳ و ۵ درصد بیشتر از حالت آزمون مخرب بار بحرانی کمانش را پیش بینی کند و همبستگی ارتعاشی غیر خطی با دقت ۵ درصد کمتر از آزمون مخرب بار کمانش را پیش بینی کرد که در هر دو حالت دقت بسیار بالایی بود.

جدول ۸ بار بحرانی کمانش پیش بینی شده به روش های مختلف برای الگو اول

$P_{exp\ average}$	$P_{VCT\ Sample2}$	$P_{VCT\ Sample1}$	$P_{VCT\ nonlinear}$	$P_{nonLinear}$	P_{Linear}	
۸۴/۷	۸۸/۹	۸۷/۲۶	۸۰/۹	۸۳/۱۹	۱۰۹/۸	بار کمانش (kN)
	۵	۳	-۵	-۲	۲۹	درصد اختلاف با آزمون کمانش

جدول ۹ تأثیر بازه های مختلف نیرو بر مقدار بار بحرانی کمانش را نشان می دهد که از بازه ۳۵ تا ۸۲ درصد بار آزمون مخرب مورد بررسی قرار گرفته است. در بازه های بالای ۶۴ درصد دقت به دست آمده کمتر از ۱۰ درصد است که مقدار قابل قبولی می باشد ولی هر چقدر این بازه کمتر می شود دقت پیش بینی نیز کاهش پیدا می کند. حداقل بازه برای پیش بینی کمانش به روش همبستگی ارتعاشی در نمونه ها بدون عیب ۶۴ درصد پیشنهاد می شود.

جدول ۹ بازه اعمال نیرو در روش همبستگی ارتعاشی در الگو اول

درصد اختلاف به آزمون تجربی کمانش		$P_{sample2}$	$P_{sample1}$	$\xi^2_{sample2}$	$\xi^2_{sample1}$	بازه اعمال نیرو (%)
نمونه ۲	نمونه ۱					
-۴۳	-۵۰	۴۸/۷	۴۲/۲۱	۰/۳۱۱۲	۰/۳۷۸۹	۳۵
-۲۱	-۲۳	۶۶/۱۸	۶۴/۸۶	۰/۱۵۷۸	۰/۱۶۷۵	۴۷
-۷	-۹	۷۷/۹۵	۷۷/۱۳	۰/۰۸۴۱۱۲	۰/۰۸۹۸۱	۶۴
۵	۳	۸۸/۹	۸۷/۲۶	۰/۰۳۶۱۷	۰/۰۴۲۱۲	۸۲

در ادامه نتایج الگوهای دوم، سوم و چهارم به همین ترتیب الگوی اول ارائه شده است.

۳-۵- نتایج الگو دوم

جدول ۱۰ فرکانس طبیعی به دست آمده از روش مدل سازی عددی خطی بدون اعمال نقص هندسی برای استوانه کامپوزیتی الگو دوم را نشان می دهد. عیب تورق در الگو دوم به صورت ۱۵ درصد مساحت استوانه به ابعاد $7/5 \times 7/5$ سانتیمتر در نظر گرفته شد.

جدول ۱۰ فرکانس طبیعی مدل سازی خطی الگو دوم

نیرو (KN)	مود اول ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)
۰	۱۰۱۲	۱۰۶۳	۱۱۱۶
۵	۱۰۰۲	۱۰۵۸	۱۱۰۴
۱۰	۹۹۰	۱۰۳۸	۱۰۹۳
۱۵	۹۷۹	۱۰۲۷	۱۰۷۹
۲۰	۹۶۷	۱۰۱۶	۱۰۶۳
۲۵	۹۵۱	۱۰۰۴	۱۰۴۵
۳۰	۹۴۳	۹۹۱	۱۰۳۲
۳۵	۹۳۴	۹۸۰	۱۰۱۹
۴۰	۹۲۱	۹۶۸	۱۰۰۸
۴۵	۹۱۱	۹۵۴	۹۹۲
۵۰	۸۹۹	۹۳۸	۹۷۹



شکل ۱۲ نمودار فرکانس طبیعی خطی و غیر خطی الگو دوم

شکل ۱۲ نمودار فرکانس طبیعی سه مود اول ارتعاشی استوانه در دو حالت مدل‌سازی خطی و غیرخطی در الگوی دوم را نشان می‌دهد. مدل خطی به علت حالت ایده‌آل استوانه نسبت به غیر خطی سختی بالاتری دارد که باعث فرکانس طبیعی بیشتر نسبت به حالت غیر خطی می‌شود. در مدل‌سازی غیر خطی همانند خطی، گام اعمال نیرو ۵ کیلونیوتن و تا ۵۵ کیلونیوتن بود. در مدل‌سازی غیر خطی با اعمال نقص هندسی بر روی استوانه و نزدیک‌تر شدن به حالت واقعی باعث کاهش سختی استوانه و فرکانس طبیعی می‌شود. اختلاف فرکانس طبیعی خطی و غیرخطی الگو دوم در بارهای بالاتر بیشتر است که نشان دهنده کاهش بیشتر سختی در استوانه دارای نقص هندسی می‌باشد.

جدول ۱۱ میانگین فرکانس طبیعی سه مود اول حاصل‌شده از آزمون مودال برای دو نمونه تست‌شده را نشان می‌دهد. این مقادیر فرکانس طبیعی در آزمون تجربی نسبت به مدل‌سازی خطی و غیرخطی مقدار کمتری دارد که دلیل آن می‌تواند به علت محدود بودن درجه آزادی نمونه‌های مدل‌سازی و وجود عیوب در نمونه ساخته شده باشد. نتایج گام‌های نیرویی مختلف در روش مدل‌سازی و آزمون تجربی تطابق خوبی نسبت به هم دارند. در الگو دوم فرکانس طبیعی در سه گام اول افزایش پیدا می‌کند که نسبت به مدل‌سازی عددی و نتایج الگو اول متفاوت است این افزایش در اولین گام اعمال نیرو در الگو اول نیز مشاهده شده است ولی در الگو دوم که تورقی به اندازه ۷/۵ سانتیمتر در نمونه‌ها دارد در بارهای بیشتر ادامه پیدا می‌کند و می‌توان دلیل این افزایش فرکانس تا نیرو ۱۰ کیلونیوتن را وجود تورق دانست.

جدول ۱۱ فرکانس طبیعی آزمون تجربی خطی الگو دوم

نیرو (KN)	مود اول ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)
۰	۸۳۱	۸۸۱	۱۰۳۵
۵	۸۵۰	۹۰۸	۱۰۳۸
۱۰	۸۴۸	۹۰۴	۱۰۴۹
۱۵	۸۴۳	۹۰۲	۱۰۴۶
۲۰	۸۳۷	۸۹۸	۱۰۴۴
۲۵	۸۳۳	۸۹۴	۱۰۴۰
۳۰	۸۲۹	۸۹۱	۱۰۳۷
۳۵	۸۲۵	۸۸۶	۱۰۴۱
۴۰	۸۲۰	۸۸۴	۱۰۳۳
۴۵	۸۱۳	۸۷۵	۱۰۲۵
۵۰	۸۰۶	۸۶۷	۱۰۱۲

جدول ۱۲ درصد اختلاف فرکانس طبیعی مود اول ارتعاشی در مدل‌سازی عددی خطی و غیرخطی نسبت به آزمون تجربی را مشخص کرده است. در حالت خطی به علت در نظر نگرفتن نقص هندسی نسبت به آزمون تجربی و غیرخطی، فرکانس بیشتری را نشان می‌دهد ولی در حالت غیر خطی به دلیل اعمال نقص هندسی به آزمون تجربی نزدیک‌تر است.

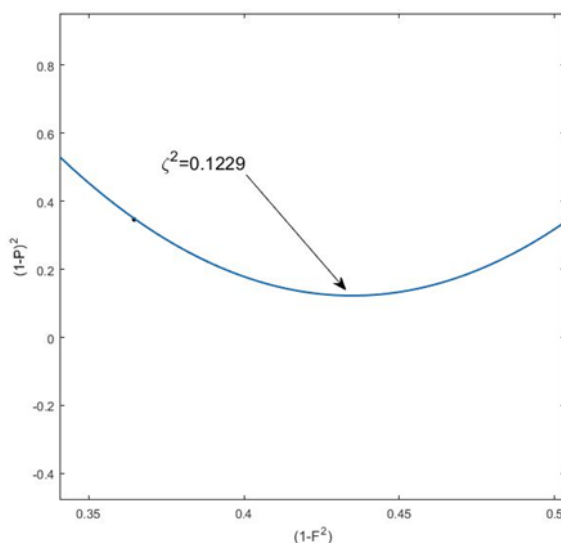
جدول ۱۲ درصد اختلاف فرکانس طبیعی مود اول تجربی با مدل‌سازی خطی و غیرخطی در الگو دوم.

نیرو (kN)	۰	۵	۱۰	۱۵	۲۰	۲۵	۳۰	۳۵	۴۰	۴۵	۵۰
اختلاف خطی (%)	۱۶	۱۴	۱۳	۱۳	۱۲	۱۱	۱۱	۱۰	۹	۹	۹
اختلاف غیر خطی (%)	۱۵	۱۳	۱۱	۱۱	۱۰	۹	۸	۸	۸	۷	۶

شکل ۱۳ منحنی درجه دوم بدست آمده از برازش داده‌های نمونه ۱ در الگو دوم را نشان می‌دهد. مقدار ξ^2 برای نمونه ۱ در این منحنی ۰/۱۹۸ می‌باشد که با قرار دادن در معادله آربلو^۷ بار بحرانی کمانش ۴۸/۱۸ کیلونیوتن پیش‌بینی می‌شود. از داده‌های آزمون مودال تجربی و مدل‌سازی غیر خطی، منحنی درجه دوم روش همبستگی ارتعاشی بدست آمد. منحنی‌های

⁷ Arbello Equation

برازش شده در الگو دوم برای حالت تجربی و غیرخطی در جدول ۱۳ ارائه شد.



شکل ۱۳ نمودار همبستگی ارتعاشی نمونه ۲ در الگو دوم

جدول ۱۳ معادله برازش منحنی درجه دوم برای نمونه‌های الگو دوم

P_{VCT} (kN)	ξ^2	معادله منحنی	نمونه
۵۶/۳۷	۰/۱۲۲۹	$45.94x^2 - 39.95x + 8.81$	نمونه ۱
۵۵/۲۴	۰/۱۳۲۲	$82.2x^2 - 63.94x + 12.57$	نمونه ۲
۸۷/۷	۰/۱۱۱۷	$7.96x^2 - 5.64x + 1.11$	غیرخطی

در جدول ۱۴ بار بحرانی کمانش به دست آمده از روش‌های مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است. روش همبستگی ارتعاشی تجربی توانست با دقت ۱۷ و ۱۸ درصد کمتر از حالت آزمون مخرب بار بحرانی کمانش را پیش‌بینی کند و همبستگی ارتعاشی غیر خطی با دقت ۱۵ درصد کمتر از آزمون مخرب بار کمانش را پیش‌بینی کرد. دقت روش همبستگی ارتعاشی با قرار گرفتن تورق در نمونه‌ها به صورت محسوسی کاهش پیدا می‌کند.

جدول ۱۴ بار بحرانی کمانش پیش‌بینی شده به روش‌های مختلف برای الگو دوم

$P_{expaverage}$	$P_{VCTsample2}$	$P_{VCTsample1}$	$P_{VCTnonlinear}$	$P_{nonLinear}$	P_{Linear}	بار کمانش (kN)
۶۸/۱	۵۵/۲۴	۵۶/۳۷	۵۷/۷	۷۲/۹	۸۶/۸	
	-۱۸	-۱۷	-۱۵	۷	۲۷	درصد اختلاف با آزمون کمانش

جدول ۱۵ بازه اعمال نیرو در روش همبستگی ارتعاشی در الگو دوم

درصد اختلاف به آزمون تجربی کمانش		$P_{sample2}$	$P_{sample1}$	$\xi^2_{sample2}$	$\xi^2_{sample1}$	بازه اعمال نیرو (/)
نمونه ۲	نمونه ۱					
-	-۷۶	-	۱۶/۰۵	-۰/۱۸۰۲	۰/۶۶۴۳	۲۹
-۴۹	-۳۴	۳۳/۸۵	۴۴/۶۱	۰/۳۷۲۱	۰/۲۳۶۲	۴۴
-۳۹	-۲۸	۴۳/۲۳	۴۸/۷۶	۰/۲۵۲	۰/۱۹۲۱	۵۸
-۱۸	-۱۷	۵۵/۲۴	۵۶/۳۷	۰/۱۳۲۲	۰/۱۲۲۹	۷۳

جدول ۱۵ تأثیر بازه‌های مختلف نیرو بر مقدار بار بحرانی کمانش را نشان می‌دهد که از بازه ۲۹ تا ۷۳ درصد بار آزمون مخرب مورد بررسی قرار گرفته است که در بیشترین بازه با ۱۷ و ۱۸ درصد دقت بار بحرانی کمانش را پیش‌بینی کرده است و هرچه

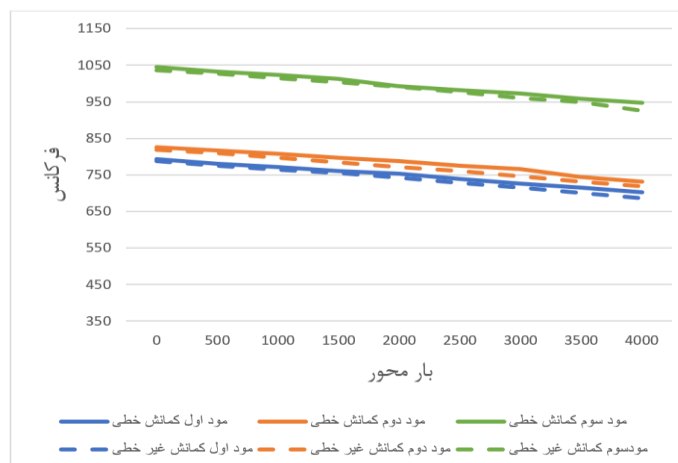
مقدار بازه کمتر می‌شود دقت پیش‌بینی نیز کاهش پیدا می‌کند. بار پیش‌بینی‌شده در الگو دوم نسبت به الگو اول دقت بسیار کمتری دارد و هر چه مقدار بازه کمتر می‌شود این اختلاف خیلی بیشتر می‌شود. نتایج به‌دست‌آمده از روش همبستگی ارتعاشی برای الگو دوم که دارای یک تورق $7/5$ سانتیمتری است نسبت به حالت بدون عیب بسیار غیر قابل اعتماد است.

۵-۴- نتایج الگو سوم

در جدول ۱۶ فرکانس طبیعی به‌دست‌آمده از روش مدل‌سازی عددی خطی بدون اعمال نقص هندسی برای استوانه کامپوزیتی الگو سوم را نشان می‌دهد. عیب تورق در الگو سوم به صورت 30 درصد مساحت استوانه به ابعاد $14/5 \times 14/5$ سانتیمتر در نظر گرفته شد. نیروها به صورت گام‌های 5 کیلونیوتن و تا 40 کیلونیوتن بر مدل اعمال شده است. با وارد کردن 5 کیلونیوتن مودهای اول تا سوم فرکانسی طبیعی استوانه نسبت به حالت بدون بار کاهش پیدا می‌کند که دلیل آن کاهش سختی سازه می‌باشد و همچنین با افزایش گام‌های نیرو این کاهش فرکانس بیشتر می‌شود. سه مود اول فرکانس طبیعی خطی الگو سوم نسبت به الگو اول و دوم مقدار کمتری دارد که دلیل آن افزایش سطح تورق و کاهش بیشتر سختی استوانه می‌باشد. در نتیجه افزایش مساحت تورق فرکانس طبیعی سیستم را کاهش می‌دهد.

جدول ۱۶ فرکانس طبیعی مدل‌سازی خطی الگو سوم

نیرو (KN)	مود اول ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)
۰	۷۹۴	۸۲۶	۱۰۴۵
۵	۷۸۱	۸۱۷	۱۰۳۳
۱۰	۷۷۲	۸۰۷	۱۰۲۴
۱۵	۷۶۱	۷۹۶	۱۰۱۲
۲۰	۷۵۳	۷۸۷	۹۳۳
۲۵	۷۳۹	۷۷۵	۹۱۱
۳۰	۷۲۷	۷۶۶	۹۷۲
۳۵	۷۱۵	۷۴۴	۹۵۹
۴۰	۷۰۳	۷۳۱	۹۴۷



شکل ۱۴ نمودار فرکانس طبیعی خطی و غیر خطی الگو سوم

شکل ۱۴ نمودار فرکانس طبیعی سه مود اول ارتعاشی استوانه در دو حالت مدل‌سازی خطی و غیر خطی در الگو سوم را نشان می‌دهد که در مدل خطی به علت حالت ایده‌آل استوانه نسبت به غیر خطی سختی بالاتری دارد که باعث فرکانس طبیعی بیشتر نسبت به حالت غیر خطی می‌شود. در مدل‌سازی غیر خطی همانند خطی گام اعمال نیرو 5 کیلونیوتن و تا 40 کیلونیوتن بود در مدل‌سازی غیر خطی با اعمال نقص هندسی بر روی استوانه و نزدیک‌تر شدن به حالت واقعی باعث کاهش سختی استوانه

و فرکانس طبیعی می‌شود. اختلاف فرکانس طبیعی خطی و غیر خطی الگو سوم در بارهای بالاتر بیشتر است که نشان دهنده کاهش بیشتر سختی در استوانه دارای نقص هندسی می‌باشد.

جدول ۱۷ میانگین فرکانس طبیعی سه مود اول حاصل شده از آزمون مودال برای دو نمونه تست شده را نشان می‌دهد. این مقادیر فرکانس طبیعی در آزمون تجربی نسبت به مدل سازی خطی و غیر خطی مقدار کمتری دارند که دلیل آن می‌تواند به علت محدود بودن درجه آزادی نمونه‌های مدل سازی و وجود عیوب مختلف در نمونه ساخته شده باشد. نتایج به دست آمده در گام‌های نیرویی مختلف در روش مدل سازی و آزمون تجربی تطابق خوبی نسبت به هم دارند. در الگو سوم فرکانس طبیعی در پنج گام اول افزایش پیدا می‌کند که نسبت به مدل سازی عددی و نتایج دو الگو اول متفاوت است این افزایش هر چند در دو الگو اول نیز مشاهده شده است ولی در الگو سوم که تورقی به اندازه ۱۴/۵ سانتیمتر در نمونه‌ها دارد در بارهای بیشتر ادامه پیدا می‌کند و می‌توان دلیل این افزایش فرکانس تا نیرو ۲۰ کیلونیوتن را وجود تورق و افزایش مساحت تورق در نمونه دانست.

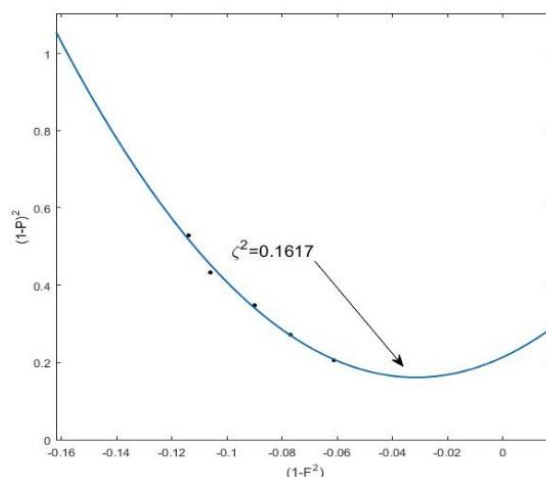
جدول ۱۷ فرکانس طبیعی آزمون تجربی خطی الگو سوم

نیرو (KN)	مود اول ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)
۰	۷۴۹	۸۴۲	۱۰۲۰
۵	۷۷۴	۸۶۱	۱۰۵۱
۱۰	۸۲۳	۸۷۰	۱۰۷۹
۱۵	۸۴۲	۸۸۱	۱۰۸۷
۲۰	۸۴۷	۸۹۰	۱۰۷۵
۲۵	۸۴۲	۸۹۶	۱۰۶۳
۳۰	۸۴۰	۸۹۳	۱۰۵۸
۳۵	۸۳۷	۸۸۹	۱۰۵۱
۴۰	۸۳۲	۸۸۱	۱۰۴۲

جدول ۱۸ درصد اختلاف فرکانس طبیعی مود اول ارتعاشی در مدل سازی عددی خطی و غیر خطی نسبت به آزمون تجربی را مشخص کرده است. در حالت خطی به علت در نظر نگرفتن حالت ایده آل نسبت به آزمون تجربی و غیر خطی فرکانس بیشتری را نشان می‌دهد ولی در حالت غیر خطی به دلیل اعمال نقص هندسی به آزمون تجربی نزدیک تر می‌شود.

جدول ۱۸ درصد اختلاف فرکانس طبیعی مود اول تجربی با مدل سازی خطی و غیر خطی در الگو سوم

نیرو (KN)	۰	۵	۱۰	۱۵	۲۰	۲۵	۳۰	۳۵	۴۰
اختلاف خطی (%)	۶	۲	-۱۵	-۷	-۱۱	-۱۲	-۱۴	-۱۵	-۱۶
اختلاف غیر خطی (%)	۵	۱	-۶	-۸	-۱۲	-۱۴	-۱۵	-۱۷	-۱۹



شکل ۱۵ نمودار همبستگی ارتعاشی نمونه ۲ در الگو سوم

شکل ۱۵ منحنی درجه دوم بدست آمده از برازش داده‌های نمونه ۲ در الگو سوم را نشان می‌دهد. مقدار ξ^2 برای نمونه دوم در این منحنی ۰/۱۶۱۷ می‌باشد که با قرار دادن در معادله آربلو بار بحرانی کمانش ۴۳/۷ کیلونیوتن پیش‌بینی می‌شود. از داده‌های آزمون مودال تجربی و مدل‌سازی غیر خطی، منحنی درجه دوم روش همبستگی ارتعاشی بدست آمد. منحنی‌های برازش شده در الگو سوم برای حالت تجربی و غیرخطی در جدول ۱۹ ارائه شد.

جدول ۱۹ معادله برازش منحنی درجه دوم برای نمونه‌های الگو سوم

P_{VCT} (kN)	ξ^2	معادله منحنی	
۴۸/۷	۰/۱۱۲۷	$53.32x^2 + 4.12x + 0.1$	نمونه ۱
۴۳/۷	۰/۱۶۱۷	$52.53x^2 + 3.32x + 0.24$	نمونه ۲
۴۸/۸	۰/۱۱۱۶	$7.09x^2 - 5.24x + 1.08$	غیرخطی

در جدول ۲۰ بار بحرانی کمانش بدست آمده از روش‌های مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است. روش همبستگی ارتعاشی تجربی توانست با دقت ۱۸ و ۲۶ درصد کمتر از حالت آزمون مخرب بار بحرانی کمانش را پیش‌بینی کند و همبستگی ارتعاشی غیر خطی با دقت ۱۸ درصد کمتر از آزمون مخرب بار کمانش را پیش‌بینی کرد که دقت آن نسبت به الگو اول دچار افت محسوس شد و همچنین نسبت به الگو دوم نیز که تورق کوچک‌تری دارد کمتر است.

جدول ۲۰ بار بحرانی کمانش پیش‌بینی شده به روش‌های مختلف برای الگو سوم

$P_{expaverage}$	$P_{VCTsample2}$	$P_{VCTsample1}$	$P_{VCTnonlinear}$	$P_{nonLinear}$	P_{Linear}	
۵۹/۷۵	۴۳/۷	۴۸/۷	۴۸/۸	۶۱/۲	۷۳/۲۵	بار کمانش (kN)
	-۲۶	-۱۸	-۱۸	۲	۲۲	درصد اختلاف با آزمون کمانش

جدول ۲۱ تأثیر بازه‌های مختلف نیرو بر مقدار بار بحرانی کمانش را نشان می‌دهد که از بازه ۵۷ تا ۷۰ درصد بار آزمون مخرب مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به افزایش فرکانس در چند گام اول نیرو و پایین‌تر بودن بار بحرانی کمانش نسبت به دیگر الگوها بازه‌های کمتری محاسبه شد. در بازه ۷۰ درصد دقت برای نمونه اول و دوم به ترتیب برابر ۱۸ و ۲۶ درصد بود که نسبت به الگو یک و دو دقت بسیار پایین‌تری داشت. ابعاد تورق در الگو سوم ۱۴/۵ سانتیمتر است که نسبت به الگو دوم بزرگ‌تر است و دقت پیش‌بینی شده به روش همبستگی نسبت به الگو دوم دقت کمتری دارد.

جدول ۲۱ بازه اعمال نیرو در روش همبستگی ارتعاشی در الگو سوم

درصد اختلاف به آزمون تجربی کمانش		$P_{sample2}$	$P_{sample1}$	$\xi^2_{sample2}$	$\xi^2_{sample1}$	بازه اعمال نیرو (/)
نمونه ۲	نمونه ۱					
-۳۶	-۳۷	۳۷/۴۹	۳۶/۱۷	۰/۲۳۸۲	۰/۲۵۶۳	۵۷
-۲۶	-۱۸	۴۳/۷	۴۸/۷	۰/۱۶۱۷	۰/۱۱۲۷	۷۰

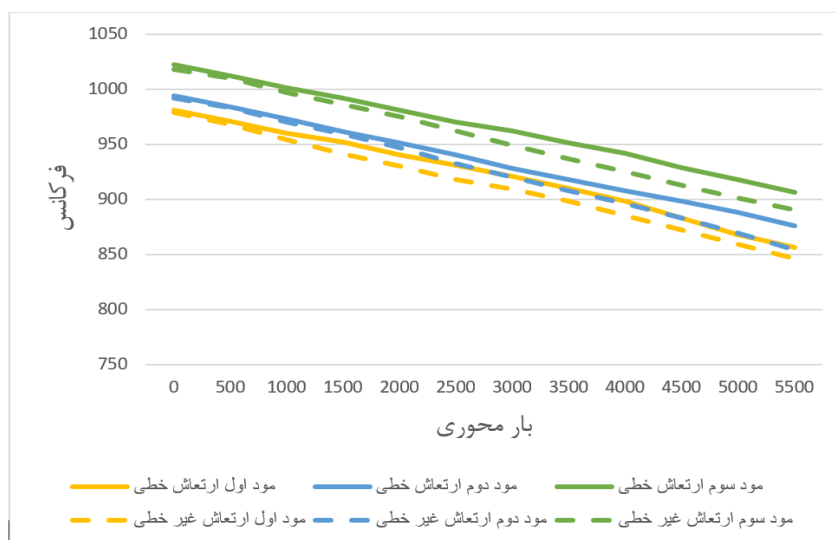
۵-۵- نتایج الگو چهارم

جدول ۲۲ فرکانس طبیعی حاصل شده از روش مدل‌سازی عددی خطی بدون اعمال نقص هندسی برای استوانه کامپوزیتی الگو چهارم را نشان می‌دهد. عیب تورق در الگو چهارم به صورت ۳۰ درصد مساحت استوانه با دو عیب به ابعاد $7/5 \times 7/5$ سانتیمتر و بر دو سمت استوانه به صورت قرینه در نظر گرفته شد. نیروها به صورت گام‌های ۵ کیلونیوتن و تا ۵۵ کیلونیوتن بر مدل اعمال شده است. با وارد کردن ۵ کیلونیوتن مودهای اول تا سوم فرکانسی طبیعی استوانه نسبت به حالت بدون بار کاهش پیدا می‌کند که دلیل آن کاهش سختی سازه می‌باشد و همچنین با افزایش گام‌های نیرو این کاهش فرکانس بیشتر می‌شود. با وجود برابر بودن مساحت تورق در الگو سوم و چهارم فرکانس طبیعی در الگو چهارم دارای مقدار بیشتر نسبت به الگو دیگری است که دلیل آن تقارن عیوب و افزایش سختی استوانه می‌باشد.

شکل ۱۶ نمودار فرکانس طبیعی سه مود اول ارتعاشی استوانه در دو حالت مدل‌سازی خطی و غیر خطی در الگو چهارم را نشان می‌دهد که در مدل خطی به علت حالت ایده‌آل استوانه نسبت به غیر خطی سختی بالاتری دارد که باعث فرکانس طبیعی بیشتر حالت خطی می‌شود. در مدل‌سازی غیر خطی همانند خطی گام اعمال نیرو ۵ کیلونیوتن و تا ۵۵ کیلونیوتن می‌باشد که در مدل‌سازی غیر خطی با اعمال نقص هندسی بر روی استوانه و نزدیک‌تر شدن به حالت واقعی باعث کاهش سختی استوانه و فرکانس طبیعی می‌شود. اختلاف فرکانس طبیعی خطی و غیر خطی الگو چهارم در بارهای بالاتر بیشتر است که نشان دهنده کاهش بیشتر سختی در استوانه دارای نقص هندسی می‌باشد.

جدول ۲۲ فرکانس طبیعی مدل‌سازی الگو چهارم

نیرو (KN)	مود اول ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)
۰	۹۸۱	۹۹۴	۱۰۲۲
۵	۹۷۱	۹۸۴	۱۰۱۲
۱۰	۹۶۰	۹۷۳	۱۰۰۱
۱۵	۹۵۲	۹۶۱	۹۹۲
۲۰	۹۴۰	۹۵۱	۹۸۱
۲۵	۹۳۱	۹۴۰	۹۷۰
۳۰	۹۲۱	۹۲۸	۹۶۲
۳۵	۹۱۰	۹۱۸	۹۵۱
۴۰	۸۹۸	۹۰۸	۹۴۲
۴۵	۸۷۷	۸۹۸	۹۲۹
۵۰	۸۶۸	۸۸۸	۹۱۸
۵۵	۸۵۶	۸۷۶	۹۰۶



شکل ۱۶ نمودار فرکانس طبیعی خطی و غیر خطی الگو چهارم

جدول ۲۳ میانگین فرکانس طبیعی سه مود اول حاصل شده از آزمون مودال برای دو نمونه تست شده را نشان می‌دهد. نتایج به دست آمده در گام‌های نیرویی مختلف در روش مدل‌سازی و آزمون تجربی تطابق خوبی نسبت به هم دارند. الگو چهارم نسبت به الگو اول و دوم در گام‌های نیرویی بیشتری دچار افزایش فرکانس می‌شوند که دلیل آن را می‌توان به علت افزایش مساحت تورق نسبت به دو الگو دانست. ولی الگو سوم با وجود برابر بودن مساحت تورق با الگو چهارم، در بازه نیرویی بیشتری در ابتدای اعمال نیرو نسبت به الگو چهارم دچار افزایش فرکانس می‌شود که دلیل آن را می‌توان عدم تقارن عیب تورق در استوانه دانست. الگو چهارم تا بار ۱۵ کیلو نیوتن دچار افزایش فرکانس طبیعی می‌شود.

جدول ۲۳ فرکانس طبیعی آزمون تجربی الگو چهارم

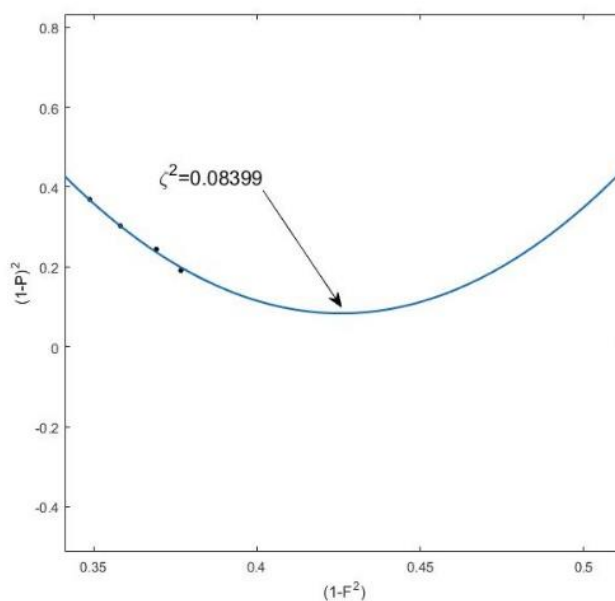
نیرو (KN)	مود اول ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)	مود دوم ارتعاشی (HZ)
۰	۸۲۵	۸۷۸	۹۰۲
۵	۸۳۳	۸۸۲	۹۱۵
۱۰	۸۶۵	۹۰۱	۹۴۱
۱۵	۸۶۴	۸۹۸	۹۵۳
۲۰	۸۶۱	۸۹۲	۹۵۱
۲۵	۸۵۸	۸۸۹	۹۴۸
۳۰	۸۵۳	۸۸۴	۹۴۳
۳۵	۸۵۱	۸۷۸	۹۳۸
۴۰	۸۴۵	۸۷۶	۹۳۳
۴۵	۸۳۹	۸۷۰	۹۲۸
۵۰	۸۳۳	۸۶۴	۹۲۳
۵۵	۸۲۹	۸۵۷	۹۱۶

جدول ۲۴ درصد اختلاف فرکانس طبیعی مود اول ارتعاشی در مدل سازی عددی خطی و غیر خطی نسبت به آزمون تجربی را مشخص کرده است. حالت خطی به علت در نظر گرفتن حالت ایده آل نسبت به آزمون تجربی و غیر خطی فرکانس بیشتری را نشان می دهد ولی در حالت غیر خطی به دلیل اعمال نقص هندسی به آزمون تجربی نزدیک تر می شود.

جدول ۲۴ درصد اختلاف فرکانس طبیعی مود اول تجربی با مدل سازی خطی و غیر خطی در الگو چهارم

نیرو (KN)	۰	۵	۱۰	۱۵	۲۰	۲۵	۳۰	۳۵	۴۰	۴۵	۵۰	۵۵
اختلاف خطی (%)	۱۵	۱۴	۱۰	۹	۸	۷	۷	۶	۵	۴	۴	۳
اختلاف غیر خطی (%)	۱۵	۱۳	۹	۸	۷	۶	۶	۵	۴	۳	۳	۲

شکل ۱۷ منحنی درجه دوم به دست آمده از برازش داده های نمونه ۲ در الگو چهارم را نشان می دهد. مقدار ξ^2 برای نمونه دوم در این منحنی ۰/۱۵۲۷ می باشد که با قرار دادن در معادله آربلو بار بحرانی کمانش ۵۴.۳۱ کیلونیوتن پیش بینی می شود.



شکل ۱۷ نمودار همبستگی ارتعاشی نمونه ۲ در الگو چهارم

از داده های آزمون مودال تجربی و مدل سازی غیر خطی منحنی درجه دوم روش همبستگی ارتعاشی به دست آمده است.

منحنی‌های برازش شده در الگو چهارم برای حالت تجربی و غیرخطی در جدول ۲۵ ارائه شد.

جدول ۲۵ معادله برازش منحنی درجه دوم برای نمونه‌های الگو چهارم

P_{VCT} (kN)	ξ^2	معادله منحنی	نمونه
۶۳/۳	۰/۸۳۹۹	$48x^2 - 40.86x + 8.78$	نمونه ۱
۶۲/۴	۰/۰۹۲۱	$67.18x^2 - 42.38x + 6.77$	نمونه ۲
۶۳/۸۹	۰/۰۶۸۸	$6.73x^2 - 5.17x + 1.06$	غیرخطی

در جدول ۲۶ بار بحرانی کمانش به دست آمده از روش‌های مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است. روش همبستگی ارتعاشی تجربی توانست با دقت ۱۴ و ۱۵ درصد کمتر از حالت آزمون مخرب بار بحرانی کمانش را پیش‌بینی کند و همبستگی ارتعاشی غیر خطی با دقت ۱۳ درصد کمتر از آزمون مخرب بار کمانش را پیش‌بینی کرد که نسبت به الگو اول دقت کمتری دارد ولی نسبت به الگو سوم و چهارم دارای دقت بیشتری است. دلیل دقت بالاتر الگو چهارم می‌تواند به خاطر تقارن عیوب و نزدیک‌تر بودن سختی استوانه به الگو اول باشد.

جدول ۲۶ بار بحرانی کمانش پیش‌بینی شده به روش‌های مختلف برای الگو چهارم

$P_{expaverage}$	$P_{VCTsample2}$	$P_{VCTsample1}$	$P_{VCTnonlinear}$	$P_{nonLinear}$	P_{Linear}	بار کمانش (kN)
۷۳/۵	۶۲/۱	۶۳/۳	۶۳/۸۹	۷۹	۸۹/۱۴	بار کمانش (kN)
	-۱۵	-۱۴	-۱۳	۷	۲۱	درصد اختلاف با آزمون کمانش

جدول ۲۷ تأثیر بازه‌های مختلف نیرو بر مقدار بار بحرانی کمانش را نشان می‌دهد که از بازه ۴۰ تا ۶۸ درصد بار آزمون مخرب مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج الگو چهارم همانند بقیه نمونه‌ها در بازه‌های بیشتر دقت بالاتری دارند و با کوچک‌تر شدن بازه، دقت پیش‌بینی کمتر می‌شود. دقت پیش‌بینی شده در بیشترین بازه برای نمونه ۱ و ۲ الگو سوم به ترتیب برابر ۱۴ و ۱۵ درصد می‌باشد که دقت مطلوبی نسبت به نتایج الگوی اول نیست. مساحت تورق الگو سوم و چهارم برابر است ولی به علت دو تکه و متقارن بودن تورق در الگو چهارم باعث سختی بیشتر نسبت به الگو سوم شده است و دقت به دست آمده به روش همبستگی ارتعاشی بالاتر شده است.

جدول ۲۷ بازه اعمال نیرو در روش همبستگی ارتعاشی در الگو چهارم

درصد اختلاف به آزمون تجربی کمانش		$P_{sample2}$	$P_{sample1}$	$\xi^2_{sample2}$	$\xi^2_{sample1}$	بازه اعمال نیرو (%)
نمونه ۲	نمونه ۱					
-	-۵۶	-	۳۲	-	۰/۴۱۲۳	۴۰
-۲۴	-۲۳	۵۵/۹	۵۶/۴۷	۰/۱۳۹	۰/۱۳۴۳	۵۴
-۱۵	-۱۴	۶۲/۱	۶۳/۳	۰/۰۹۲۱	۰/۰۸۳۹۹	۶۸

۶- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

با وجود مطالعات فراوان بر روی پوسته‌های استوانه‌ای، روشی که بدون ایجاد خرابی در پوسته‌ها بتواند با دقت بالایی بار بحرانی کمانش را پیش‌بینی کند بسیار کم است بخصوص در استوانه‌های کامپوزیتی که ایجاد عیب در فرایند ساخت اجتناب‌ناپذیر می‌باشد و ابعاد این عیوب می‌تواند تأثیر بسزایی در استحکام استوانه بگذارد. در این پژوهش به بررسی روش همبستگی ارتعاشی در استوانه‌های بدون عیب و استوانه‌های دارای عیب تورق پرداخته شده است که در ادامه نتایج آن را مشاهده می‌کنید.

۱- عیب تورق باعث کاهش چشم‌گیر استحکام استوانه کامپوزیتی می‌شود به طوری که در استوانه دارای عیب تورق به مساحت ۳۰ درصد استوانه نسبت به حالت بدون عیب ۳۲ درصد استحکام کمانشی کمتری دارد.

۲- با اعمال نقص هندسی به نمونه‌های مدل‌سازی عددی، باعث نزدیک‌تر شدن نتایج مدل عددی به نمونه‌های تجربی

می‌شود.

۳- افزایش مساحت تورق باعث کاهش سختی استوانه و در پی آن کاهش فرکانس طبیعی سازه می‌شود.

۴- کاهش فرکانس طبیعی در استوانه‌های کامپوزیتی دارای دو عیب تورق به صورت متقارن نسبت به تک عیب با مساحت مساوی، کاهش کمتری دارند.

۵- در شرایط مرزی دوسرگیردار با اعمال بار فشاری محوری در استوانه کامپوزیتی سختی آن کاهش پیدا می‌کند که باعث کم شدن فرکانس طبیعی در سازه می‌شود و هرچه بار محوری بیشتر شود تأثیر منفی بیشتری بر سختی می‌گذارد.

۶- در چند گام اول اعمال نیروی محوری فشاری بر استوانه کامپوزیتی فرکانس طبیعی دچار افزایش می‌شود ولی با زیاد شدن بار محوری فرکانس طبیعی دوباره کاهش پیدا می‌کند.

۷- افزایش فرکانس طبیعی در چند گام اول اعمال نیرو محوری در استوانه‌های دارای عیب تورق نسبت به حالت سالم در بازه‌های بار بیشتری دچار افزایش فرکانس می‌شوند که البته با افزایش مساحت تورق این بازه بیشتر افزایش پیدا می‌کند.

۸- روش همبستگی ارتعاشی با استفاده از نتایج مدل‌سازی عددی غیر خطی برای نمونه‌های بدون عیب دارای دقت بالایی می‌باشد.

۹- روش همبستگی ارتعاشی برای استوانه کامپوزیتی بدون عیب تورق در بازه نیروی فشاری بالای ۶۴ درصد آزمون مخرب کمانش، با دقت ۸ درصد بار بحرانی کمانش را پیش‌بینی کرد.

Authorship Contribution Statement

Seyed Milad Rahimdadi

Biography: Seyed Milad Rahimdadi received his MSc in Mechanical Engineering from University of Malek Ashtar. His field of research is mechanical analysis of composite materials

Contribution Statement: Conceptualization, Methodology, Validation, Investigation, Software, Visualization

Mohsen Heydari Beni

Biography: Mohsen Heydari Beni is currently a Ph.D student at Malek Ashtar University of Technology and his main research interests are composite structures, plates and shell analysis and nanomechanics

Contribution Statement: Conceptualization, Methodology, Formal analysis, Validation, Data Curation, Project administration, Writing- Reviewing and Editing, Resources.

Prof. Jafar Eskandari
Jam

Biography: Jafar Eskandari Jam is Professor of Mechanical engineering at Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran. His current research focuses on composite structures, plates and shell analysis and nanomechanics.

Contribution Statement: Investigation, Visualization, Formal analysis, Validation, Writing- Original draft preparation.

۷- مراجع

- [1] Radwan A. Analysis and Material Design of Missiles Structures. Military Technical College. 2016.
- [2] Jones RM. Mechanics of composite materials: CRC press, 2018.
- [3] Sommerfeld A. Eine einfache Vorrichtung zur Veranschaulichung des Knickungsvorganges. Zeitschrift des Verein Deutscher Ingenieure (ZVDI). 1905:1320-3.
- [4] Rosen A, Singer J. Vibrations of axially loaded stiffened cylindrical shells. Journal of sound and vibration. 1974;34:357-IN3.
- [5] Buckling, Wikipedia, The Free Encyclopedia. [Online].
- [6] Suriani M, Rapi HZ, Ilyas R, Petru M, Sapuan S. Delamination and manufacturing defects in natural fiber-reinforced hybrid composite: A review. Polymers. 2021;13:1323.
- [7] Bowkett M, Thanapalan K. Comparative analysis of failure detection methods of composites materials' systems. Systems Science & Control Engineering. 2017;5:168-77.
- [8] Lemanski S, Wang J, Sutcliffe M, Potter K, Wisnom M. Modelling failure of composite specimens with defects under compression loading. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing. 2013;48:26-36.
- [9] Hilburger MW. Buckling of thin-walled circular cylinders. 2020.
- [10] Luo H, Hanagud S. Delamination detection using dynamic characteristics of composite plates. 36th Structures, Structural Dynamics and Materials Conference 1995. p. 1172.
- [11] Yam L, Wei Z, Cheng L. Nondestructive detection of internal delamination by vibration-based method for composite plates. Journal of Composite Materials. 2004;38:2183-98.
- [12] Chaves-Vargas M, Dafnis A, Reimerdes H-G, Schröder K-U. Modal parameter identification of a compression-loaded CFRP stiffened plate and correlation with its buckling behaviour. Progress in Aerospace Sciences. 2015;78:39-49.
- [13] Aghaei-Ruzbahani M, Shahgholian-Ghahfarokhi D, Rahimi G. Experimental Analysis of Composite Sandwich Plates Buckling with Lozenge Core Using the Vibration Correlation Technique. Modares Mechanical Engineering. 2020;20:1399-408. (In Persian)
- [14] Pouria Azami-Googarchin P, Rahimi G-h, Gazor MS. Experimental Prediction of Buckling Load of Rectangular composite Plate with through-the-width Delamination using Nondestructive Vibration Correlation Technique. Journal of Science and Technology of Composites. 2020;7:813-22. (In Persian)
- [15] Franzoni F, Odermann F, Lanbans E, Bisagni C, Arbelo MA, Degenhardt R. Experimental validation of the vibration correlation technique robustness to predict buckling of unstiffened composite cylindrical shells. Composite Structures. 2019;224:111107.
- [16] Tian K, Huang L, Yang M, Chen Y, Hao P, Wang B. Concurrent numerical implementation of vibration correlation technique for fast buckling load prediction of cylindrical shells under combined loading conditions. Engineering with Computers. 2022;38:3269-81.
- [17] Labans E, Abramovich H, Bisagni C. An experimental vibration-buckling investigation on classical and variable angle tow composite shells under axial compression. Journal of sound and vibration. 2019;449:315-29.