

## STRESS ANALYSIS FOR A SPARK IGNITION ENGINE PISTON USING FEM

COSTACHE Marian

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Siguranța și integritatea structurilor, Anul de studii:  
Master - I, e-mail: cstmarian2008@yahoo.com

Conducător științific: Prof. dr. ing. Ștefan SOROHAN

*ABSTRACT: This paper describes the stress distribution of an aluminum alloy piston by using CAE Tools. The specifications used for the study of this piston belong to a four cylinder of 1072 cm<sup>3</sup> motorcycle engine. The main objectives is to investigate and analyze the equivalent stress, maximum or minimum principal stresses and the total deformation. A piston is a component of reciprocating engines, reciprocating pumps, gas compressors, hydraulic cylinders and pneumatic cylinders, among other similar mechanisms. The piston has the following main function: it takes over the gas pressure force and the mechanical work generated by it and transmits them to the crankshaft, through the motor mechanism. The 3D solid models of piston and piston pin were designed using CATIA V5 R19. They were assembled using Design Modeler from Ansys. The stress analysis results help to improve component design at the early stage and also help in reducing manufacturing time.*

*KEY WORDS: Piston, FEA, Ansys, Stress analysis, Spark ignition engine*

### 1. Introducere

Atunci când se pune problema importanței pieselor din mecanismul motor, nu se poate spune că una dintre componente este cea mai importantă, întrucât ele formează un tot unitar, iar una fără cealaltă nu pot funcționa. Pistonul este o componentă a motorului cu ardere internă, mai exact o parte mobilă a mecanismului motor.

Pistonul îndeplinește următoarele funcții: [1]

- Preia forța de presiune a gazelor și lucrul mecanic generat de aceasta și le transmite arborelui cotit, prin intermediul mecanismului motor;
- Preia reacțiunile generate de bielă și le transmite suprafeței cilindrului;
- Asigură cu ajutorul segmentilor etanșarea camerei de ardere;
- Evacuează o parte din căldura dezvoltată prin arderea combustibilului;
- Conține parțial sau integral camera de ardere;
- Creează mișcarea dirijată a gazelor în cilindru.

Pistonul unui motor cu ardere internă trebuie să respecte anumite cerințe, precum: [2]

- Rezistență structurală;
- Adaptabilitate la condițiile de lucru;
- Coeficient scăzut de frecare;
- Uzură scăzută;
- Rezistență la gripare și în același timp funcționare lină;
- Masă scăzută, dar oferind stabilitate de formă;
- Consum redus de ulei;
- Valori scăzute ale emisiilor poluante.

Fiind o parte importantă a motorului, pistonul este supus la presiunea ciclică a gazelor din cilindru și la forțele de inerție care apar acolo, iar aceste condiții dificile de funcționare pot cauza cedarea la oboseală a pistonului, în zona capului sau a mantalei putând apărea fisuri. Cercetări în domeniu au

concluzionat faptul că cele mai mari valori ale tensiunii se regăsesc în partea superioară a pistonului, iar concentrarea tensiunii este principalul factor care conduce către o cedare la oboseală. [3]



Fig. 1. Piston de motocicletă [4]

În afară de presiunea gazelor, accelerația pistonului și forța laterală care acționează asupra mantalei cauzează apariția unor cicluri de tensiuni mecanice, care sunt completate de cele termice. Din această cauză, tensiunile termo-mecanice reprezintă principala problemă care duce la cedarea pistonului. Astfel, discuția în ceea ce privește aceste tensiuni a devenit destul de importantă, pentru a putea îmbunătăți calitatea și performanțele pistonului. În ciuda tuturor modificărilor pozitive și a evoluției tehnologiilor de fabricare, încă există numeroase cazuri de pistoane defectate sau deteriorate precoce. [5] Producătorii încearcă din răspuțeri să evite aceste situații prin efectuarea a numeroase încercări la oboseală, însă acestea implică timp și costuri ridicate. Astfel, analiza cu elemente finite vine în sprijinul acestora pentru a putea studia tensiunile care apar, deformațiile, gradientul de temperatură și comportarea la oboseală. Această lucrare își propune să realizeze o analiză a tensiunilor mecanice pentru un model cu elemente finite al unui piston de motocicletă. În urma rezultatelor acestei analize, se pot trage niște concluzii care să ducă la îmbunătățirea geometriei piesei și, implicit, la creșterea performanței acesteia.

## 2. Geometria și modelul 3D

Dimensiunile principale ale pistonului pot fi vizualizate în Fig. 2, iar valorile acestora pot fi urmărite în Tabelul 1.

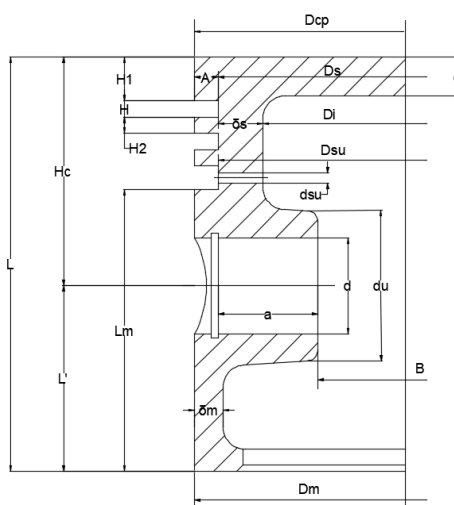


Fig. 2. Principalele dimensiuni ale pistonului

**Tabelul 1. Valorile dimensiunilor pistonului**

Dimensiune [mm]														
L	L <sub>m</sub>	L <sub>s</sub>	A	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H	H <sub>c</sub>	B	d	d <sub>u</sub>	D <sub>c</sub>	D <sub>i</sub>	D <sub>u</sub>	D <sub>m</sub>
69,89	50,75	19,14	3,625	5,8	2,9	2,5	43,5	21,75	18,85	24,5	72,07	40	65,25	72,195

Modelul geometric 3D al pistonului a fost realizat în soft-ul CAD CATIA V5 R19. Pentru reducerea numărului de elemente în care va fi împărțit modelul, analiza va fi realizată pentru un sfert din geometria pistonului, ținându-se cont de simetriile de rigoare. De asemenea, pentru o acuratețe mai mare a rezultatelor, a fost modelat și bolțul (cu ajutorul soft-ului CATIA), care a fost ulterior asamblat cu pistonul. Detalii geometrice neimportante, precum găurile de ungere au fost neglijate pentru simplificarea analizei. Modelul complet al pistonului poate fi observat în Fig. 3.

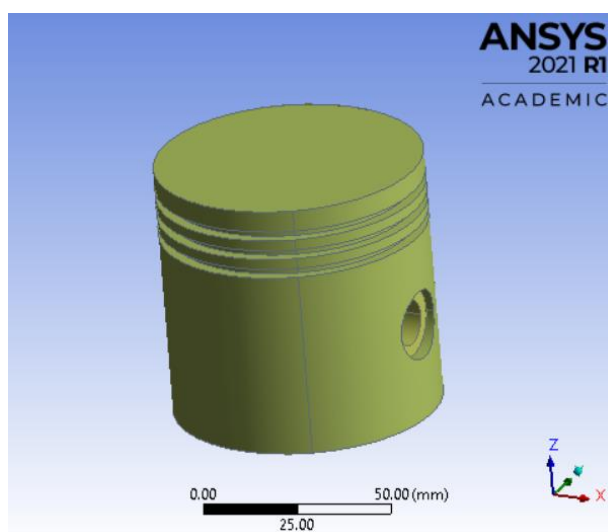


Fig. 3. Modelul 3D complet al pistonului

Pentru îmbunătățirea și acuratețea rezultatelor, modelul pe sfert al piesei a fost optimizat cu ajutorul soft-ului CAD Design Modeler din cadrul Ansys Workbench. Astfel, au fost realizate raze de racordare interioare, în special în zona bosajului pentru bolț, dar și în zona capului pistonului. Toate detaliile geometrice pot fi vizualizate în Fig. 4.

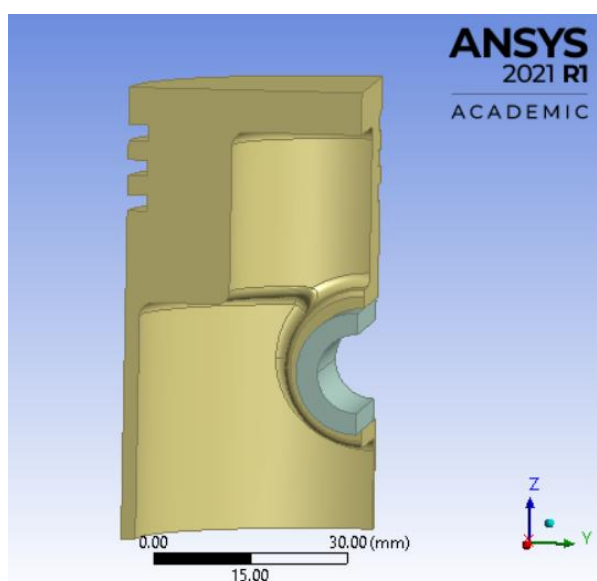


Fig. 4. Modelul 3D pe sfert al pistonului

În ceea ce privește dimensiunile bolțului, acestea sunt:

- lungimea: 65,25 mm;
- diametrul exterior: 18,85 mm;
- diametrul interior: 12,25 mm.

### 3. Materiale utilizate

Materialul utilizat pentru modelul pistonului este un duraluminiu, *Aluminum Alloy* în biblioteca programului Ansys. În ceea ce privește bolțul, acesta este realizat dintr-un oțel carbon de calitate, *Structural Steel* în biblioteca Ansys. Proprietățile mecanice ale celor două materiale se regăsesc în Tabelul 2.

**Tabelul 2. Proprietățile materialelor utilizate**

Proprietate	Aluminum Alloy	Structural Steel	UM
Modulul lui Young (E)	71000	$2 \cdot 10^5$	MPa
Coefficientul lui Poisson	0,33	0,3	-
Rezistența maximă la tracțiune	310	460	MPa
Tensiunea de curgere	280	250	MPa
Densitate	2770	7850	kg/m <sup>3</sup>
Comportament	izotrop	izotrop	-

### 4. Discretizarea modelului

Atât discretizarea geometriei, cât și analiza ulterioară au fost realizate cu ajutorul soft-ului CAE Ansys Workbench 2021 R1. Modelul a fost discretizat utilizând elemente de tip SOLID 187 tetraedrale cu noduri la mijloc, pentru o acuratețe mai bună. Folosind opțiunea *Body sizing*, a fost impusă o dimensiune de 2 mm elementelor, considerându-se astfel o discretizare suficient de fină. În urma acesteia, au rezultat 58177 de noduri și 37150 de elemente. Modelul discretizat poate fi analizat urmărind Fig. 5.

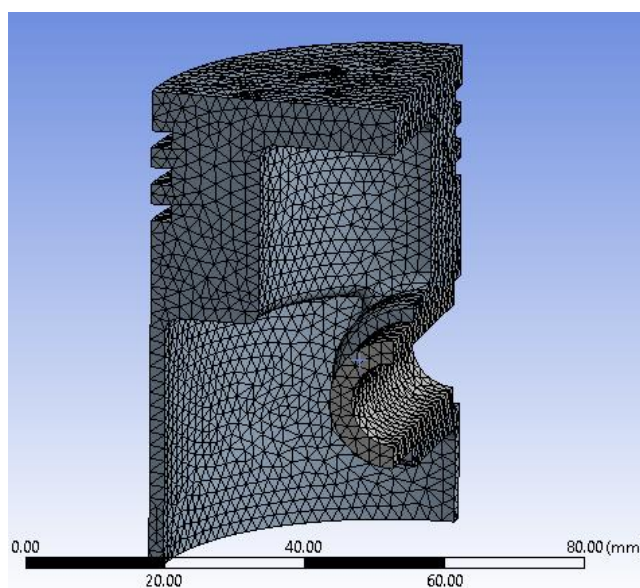


Fig. 5. Modelul discretizat al pistonului

## 5. Condițiile la limită și încărcarea aplicată

Pentru început, ținând cont că s-a lucrat pe un sfert din modelul complet, au fost aplicate condiții de simetrie pe suprafețele secționate, pe axa X pentru regiunea 1 și pe axa Y pentru regiunea 2. De asemenea, deoarece analiza s-a efectuat pe un ansamblu, a fost modelat un contact de tip *Frictionless* între suprafața cilindrică exterioară a bolșului și suprafața cilindrică interioară a bosajului pistonului. Totodată, pentru o modelare corectă, a fost selectată și opțiunea *Adjust to touch* între cele două zone. Aplicarea celor două condiții poate fi observată în Fig. 6, respectiv în Fig. 7.

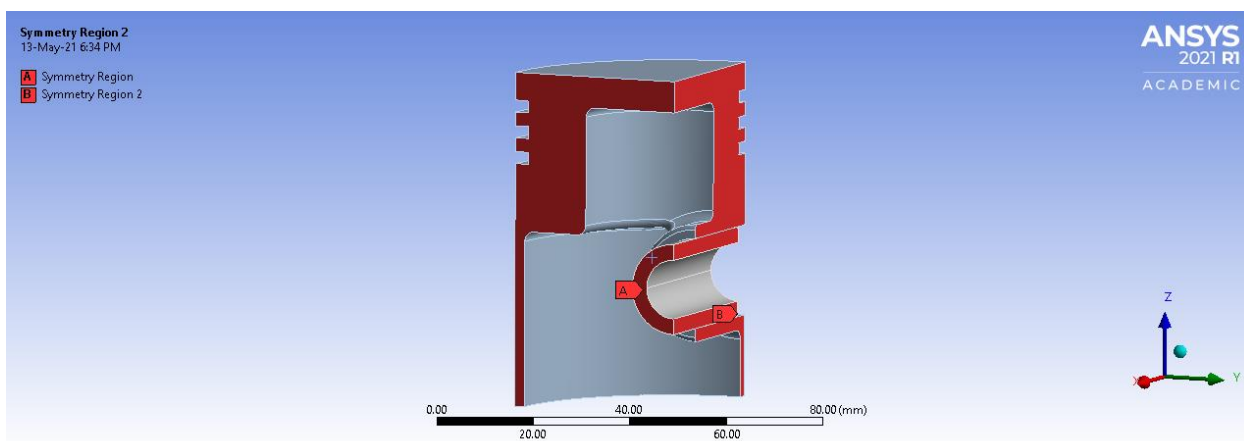


Fig. 6. Condițiile de simetrie aplicate modelului

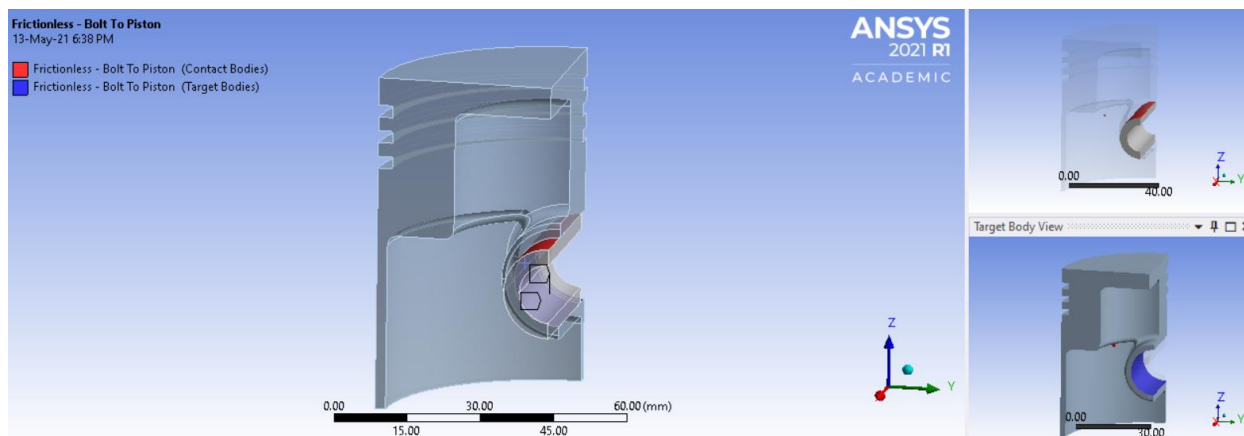


Fig. 7. Modelarea contactului dintre piston și bolț

Se consideră că pistonul se află la punctul mort interior (PMI) pe cursa de comprimare, atunci când presiunea gazelor din cilindru este maximă. Nu se vor impune forțe de inerție, întrucât accelerația pistonului la PMI (atunci când presiunea gazelor este maximă) este aproape nulă.

Astfel, pe întreaga suprafață superioară a capului pistonului este aplicată o presiune uniform distribuită de 8,643 MPa, care a fost calculată. Constrângerea aplicată a fost de tip *Cylindrical support*, cu deplasarea blocată pe direcție radială, pe zona mediană din suprafața inferioară a bolșului, considerându-se că acolo s-ar realiza prinderea cu biela. Modul de amplasare al acestor condiții este detaliat grafic în Fig. 8.

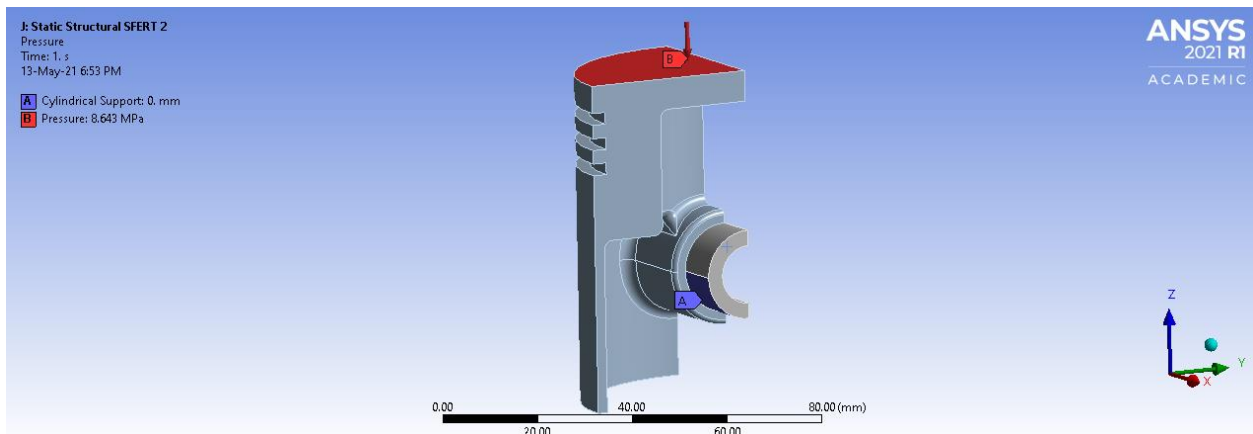


Fig. 8. Condițiile la limită și încărcarea

## 6. Rezultatele analizei și discuții

Așa cum a fost menționat în Introducere, analiza din prezenta lucrare urmărește obținerea distribuțiilor de tensiuni ca urmare a solicitărilor mecanice. Totuși, este important să ne uităm și la modul cum se deformează modelul și ce valori au deplasările. În Fig. 9 poate fi urmărită deformația totală a modelului, ca urmare a aplicării presiunii maxime pe suprafața superioară a pistonului. Se poate observa că valoarea maximă de aproximativ 0,132 mm apare în zona de mijloc a suprafeței superioare a capului pistonului.

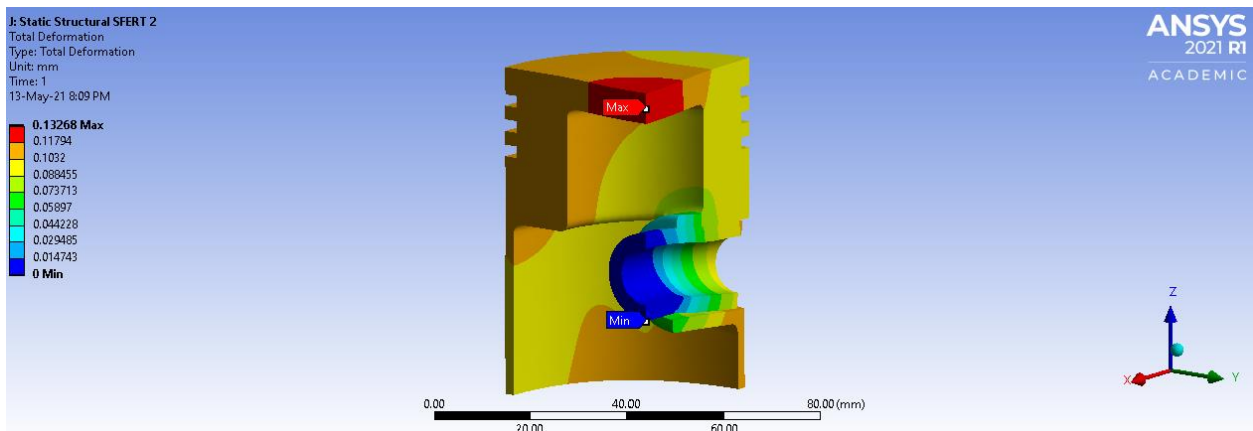


Fig. 9. Distribuția deplasărilor totale pentru ansamblul piston-bolț

În Fig. 10 se poate observa modul cum este distribuită tensiunea echivalentă pentru modelul de piston analizat. Astfel, este vizibil faptul că valoarea maximă de 402 MPa a tensiunii von-Mises apare în zona de racordare dintre bosajul pistonului și manta. Cel mai probabil, în acea porțiune are loc o concentrare de tensiune din cauza imperfecțiunilor geometriei, întrucât în celelalte zone se vede că valorile nu depășesc tensiunea de curgere a materialului. Printre soluțiile care se pot propune astfel încât această situație să fie evitată ar fi optimizarea modelului la acea racordare sau creșterea grosimii umerilor pistonului.

În ceea ce privește tensiunea la întindere a pistonului (tensiunea maximă principală), se poate vedea din Fig. 11, că aceasta nu depășește valoarea de 200 MPa, maximum fiind de 160 MPa. Acest punct de maxim apare în colțul bosajului pentru bolț, așa cum este scos în evidență și de imagine. Acest lucru se întâmplă, deoarece biela, prin intermediul bolțului, trage de bosaj în momentul în care pistonul este pe cursa de comprimare, ajungând ca antepenultimul să fie solicitat la întindere.

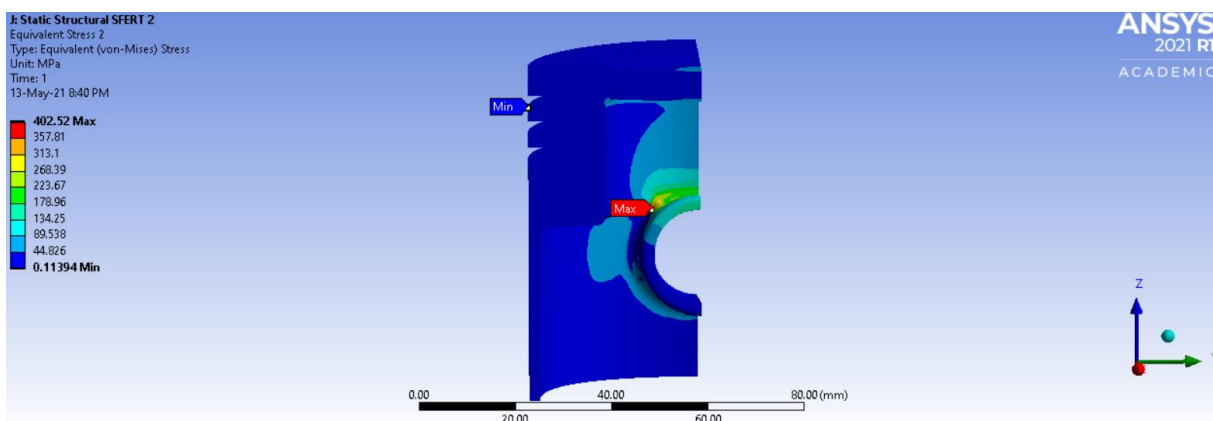


Fig. 10. Distribuția tensiunii echivalente von-Mises pentru piston

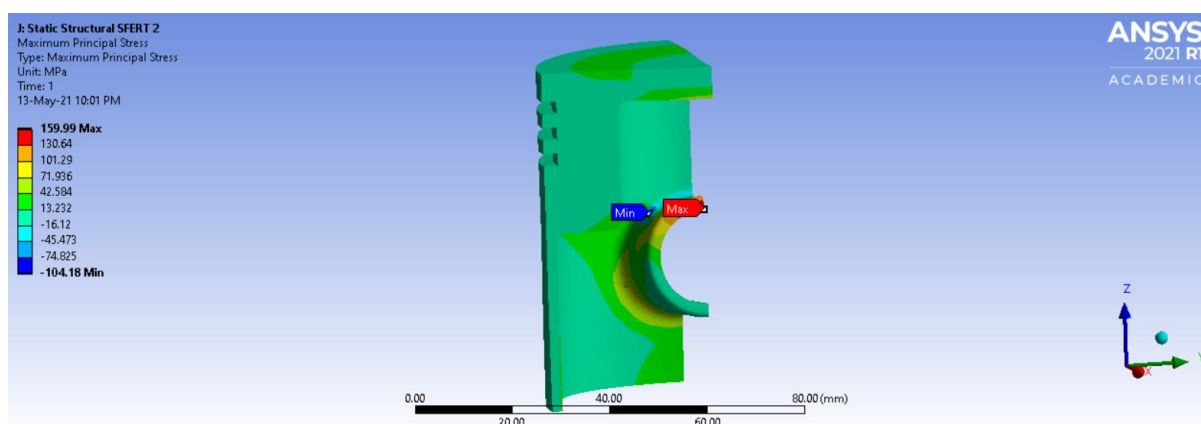


Fig. 11. Distribuția tensiunii maxime principale pentru piston

Cum bine scoate în evidență și Fig. 12, tensiunea minimă principală are valori mult mai mari decât cea anterioară, întrucât modelul este solicitat la compresiune prin aplicarea presiunii pe capul acestuia. Se poate observa că valoarea maximă de 518 MPa apare în același loc ca și cea a tensiunii echivalente, iar acest lucru este normal, întrucât compresiunea este principala solicitare.

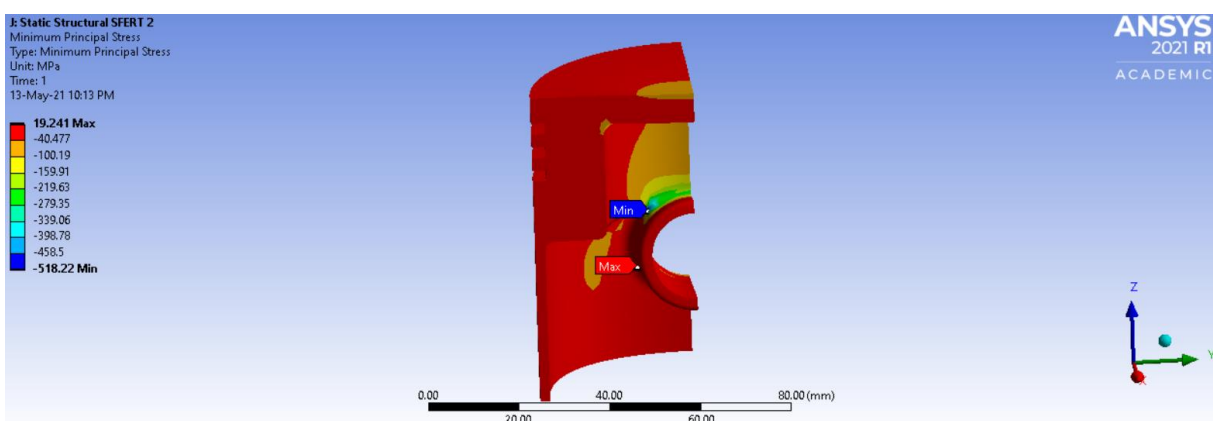


Fig. 12. Distribuția tensiunii minime principale pentru piston

Presiunea de contact maximă (114 MPa) apare în aceeași regiune unde se regăesc și valorile maxime ale tensiunii echivalente, ceea ce poate întări ideea cum că grosimea bosajului pentru bolț ar putea fi mărită pentru o rigidizare a zonei și o evitare a concentrării de tensiuni. Distribuția presiunii de contact poate fi urmărită în Fig. 13.

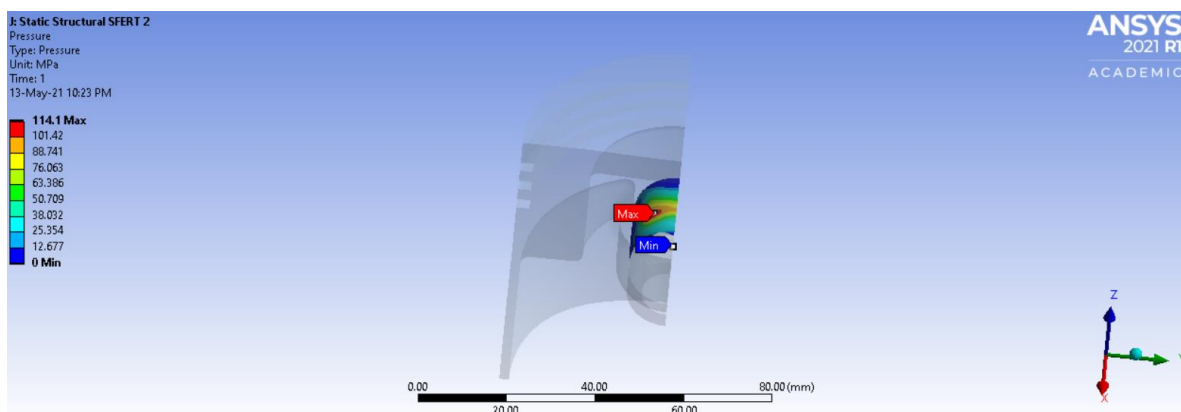


Fig. 13. Distribuția presiunii de contact

## 7. Concluzii

Din analiza efectuată în prezenta lucrare pot fi trase mai multe concluzii importante:

- Design-ul anumitor regiuni ale modelului poate fi drastic îmbunătățit, astfel încât să fie eliminate zonele de concentrare a tensiunii, care sunt foarte periculoase, ele putând conduce la cedări premature ale pieselor.
- Grosimea bosajului ar trebui să fie mărită pentru o rigiditate sporită, întrucât, ținând cont și de localizarea presiunii de contact maxime, acesta nu poate face față suficient de bine solicitărilor din partea bolțului.
- O analiză mai apropiată de adevăr ar presupune și modelarea bielei și asamblarea acesteia împreună cu bolțul, deoarece între cele două există un contact. Suportul cilindric impus în prezenta analiză are limitările sale în acest sens.

## 8. Bibliografie

- [1]. Pană, C. (2019), *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă – Notițe de curs*, Universitatea Politehnica din București.
- [2]. \*\*\*MAHLE GmbH, *Pistons and engine testing*, Stuttgart, 2011.
- [3]. Sandeep K., Vishnu B. (2015), "Design and Analysis of Piston by using Finite Element Analysis", *International Journal of Engineering Research & Technology*, volume 4, ISSN: 2278-0181.
- [4]. \*\*\*<https://www.indiamart.com/proddetail/bajaj-motorcycle-piston-assembly-20374389848.html> accesat la data de 12.05.2021.
- [5]. Singh, L., Singh Rawat, S., Hasan, T., Kumar, U. (2015), "Finite Element Analysis of Piston in ANSYS", *International Journal of Modern Trends in Engineering and Research*, ISSN: 2349 – 9745.