

FACULTATEA DE INGINERIE

Specializarea: Autovehicule rutiere - licență

DIPLOMĂ - 2018: Verificarea cunoștințelor generale și de specialitate

ÎNTREBĂRI

	Întrebare	a	b	c
1.	Cunoscând greutatea autovehiculului, G_a , ampatamentul acestuia, L , și poziția centrului de greutate între punțile acestuia (b-față de puntea din față și c-față de puntea din spate), repartiția greutății pe puntea din față, G_1 , este:	$G_1 = \frac{b}{L} G_a$	$G_1 = \frac{b}{a} G_a$	$G_1 = \frac{c}{L} G_a$
2.	Dacă, prin cântărire, se determină greutatea ce revine punții din față, G_1 , și, respectiv, greutatea ce revine punții din spate, G_2 , poziția centrului de greutate al unui autovehicul față de puntea din față (cota b) este:	$b = \frac{G_2}{G_1 + G_2} L$	$b = \frac{G_2}{G_1} L$	$b = \frac{G_1}{G_2} L$
3.	Înălțimea centrului de greutate al unui autovehicul, față de planul de sprijin, se determină prin:	așezarea autovehiculului într-o poziție înclinată, având roțile din față sau din spate pe platforma unui cântar	așezarea autovehiculului în poziție orizontală, având roțile din spate pe platforma unui cântar	doar prin așezarea autovehiculului într-o poziție înclinată
4.	Dacă P este puterea furnizată de motorul unui autovehicul, iar η_t este randamentul total al transmisiei acestuia, puterea P_r , care ajunge la roțile motoare ale autovehiculului este dată de relația:	$P_r = P / \eta_t$	$P_r = \eta_t / P$	$P_r = \eta_t P$
5.	Rezistența la rulare este o forță prezentă:	numai în regim de frânare	din primul moment al rotirii roților autovehiculului	numai la deplasarea cu viteze mari
6.	Studiul echilibrului roții motoare a unui autovehicul conduce la relația:	$F_t = F_r + R_r$	$F_t = R_r - F_r$	$F_t = F_r - R_r$
7.	Puterea consumată pentru învingerea rezistenței la rulare este:	$P_r = R_r \frac{dv}{dt}$	$P_r = R_r v$	$P_r = F_r v$
8.	Puterea consumată pentru învingerea rezistenței aerului este:	$P_a = R_a v$	$P_a = R_a \frac{dv}{dt}$	$P_a = F_r v$

	Întrebare	a	b	c
9.	Puterea consumată sau primită de autovehicul la rularea pe pantă este:	$P_p = \pm m_a v \sin \alpha$	$P_p = \pm G_a v \cos \alpha$	$P_p = \pm G_a v \sin \alpha$
10.	Puterea necesară la demaraj pentru viteza de deplasare v a unui autovehicul este:	$P_d = \delta m_a \frac{dv}{dt} v$	$P_d = \delta m_a v^2$	$P_d = m_a \frac{dv}{dt} v$
11.	Rezistența totală la înaintare a unui autovehicul, la deplasarea acestuia cu viteză constantă este dată de relația:	$R_t = R_r + R_p + R_a - R_d$	$R_t = R_r + R_p + R_a + R_d$	$R_t = R_r + R_p + R_a$
12.	Coeficientul de aderență se determină cu relația:	$\phi = X / Z_r$	$\phi = X_{\max} / Z_r$	$\phi = F_t / Z_r$
13.	Relația $F_r = f G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha + K A v^2 + \delta m_a \frac{dv}{dt}$ reprezintă:	Ecuția de mișcare a unui autovehicul	Bilanțul energetic al unui autovehicul	Ecuția de echilibru static al unui autovehicul
14.	Raportul de transmitere al angrenajului principal al unui autovehicul este dat de relația:	$i_0 = \frac{\omega_{\min} \cdot r_r}{v_{\max} \cdot i_{cv \text{ tr max}}}$	$i_0 = \frac{\omega_{\max} \cdot r_r}{v_{\min} \cdot i_{cv \text{ tr max}}}$	$i_0 = \frac{\omega_{\max} \cdot r_r}{v_{\max} \cdot i_{cv \text{ tr max}}}$
15.	Valoarea raportului de transmitere în prima treaptă a cutiei de viteze este:	$i_{cv 1} = \frac{\omega_M r_r}{i_0 v_{1 \min}}$	$i_{cv 1} = \frac{\omega_M r_r}{i_0 v_{1 \max}}$	$i_{cv 1} = \frac{\omega_{\max} r_r}{i_0 v_{1 \min}}$
16.	Relația $-\delta m_a \frac{dv}{dt} = F_{fr} + f G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha + k A v^2$ reprezintă:	Bilanțul energetic al unui autovehicul frânat	Ecuția de mișcare a autovehiculului frânat	Ecuția de echilibru static al unui autovehicul
17.	Expresia momentului de frânare maxim, pe care îl poate prelua roata, în absența forțelor laterale, este:	$M_{f \max} = Z_r r_d (\phi - f)$	$M_{f \max} = Z_{r \max} (\phi - f)$	$M_{f \max} = Z_r r_d (\phi + f)$
18.	Consumul specific de combustibil (în g/kWh) al motorului unui autovehicul se determină cu relația:	$c_e = \frac{Q_h}{P}$	$c_e = 1000 \frac{Q_h}{L}$	$c_e = 1000 \frac{Q_h}{P}$
19.	Pentru un autovehicul care execută un viraj cu raza R cu viteză redusă, unghiul mediu al roților din față (unghiul Ackerman) este dat de relația:	$\delta = \frac{R}{L + B/2}$	$\delta = L / R$	$\delta = \frac{R}{L - B/2}$
20.	Pierderea stabilității transversale poate avea loc prin răsturnare sau alunecare laterală, atunci când autovehiculul se deplasează:	În viraj sau pe un drum înclinat longitudinal	În pantă sau pe un drum înclinat transversal	În viraj sau pe un drum înclinat transversal

		Întrebare	a	b	c	
21.		Condiția pentru ca alunecarea laterală a unui autovehicul trebuie să aibă loc înaintea răsturnării transversale este:	$\phi > B / 2h_g$	$\phi < B / 2h_g$	$\phi < L / 2h_g$	
22.		La sistemul de direcție, geometria Ackerman este bine aproximată de mecanismul:	Trapezoidal	Paralelogram	Dreptunghiular	
23.		Unghiul de fugă (unghiul de înclinare longitudinală a pivotului) și unghiul de înclinare transversală a pivotului au ca rol:	Readucerea efortului la manevrarea mecanismului de direcție	Menținerea roților de direcție în poziția de virare	Readucerea roților de direcție în poziția de mers rectiliniu	
24.		În general, tipurile de suspensii pentru autovehicule pot fi:	Punți articulate și suspensii independente	Punți rigide și suspensii independente	Punți motoare și punți nemotoare	
25.		Tipurile de bază privind construcția pneurilor pentru autovehicule sunt:	Radial și diagonal	Tangențial și diagonal	Tangențial și longitudinal	
26.		Ciclul oscilant este caracterizat prin:	coeficient de asimetrie negativ și tensiune medie nulă	coeficient de asimetrie negativ și tensiune medie pozitivă	coeficient de asimetrie pozitiv și tensiune medie pozitivă	
27.		Calculul pieselor autovehiculului se face pe baza rezistenței în exploatare pe baza curbei lui Wöhler în care rezistența la oboseală este notată cu:	σ_{max}	σ_{-1}	σ_N	
28.		În calculul arborelui ambreiajului mecanic, pentru a ține cont și de încovoiere, se majorează momentul motor cu:	20%	30%	40%	
29.		Avantajele ambreiajelor hidraulice sunt:	demaraj lin și o durată de cuplare-decuplare mică	demaraj lin și gabarit redus	durată de cuplare-decuplare mică și gabarit redus	
30.		Ambreiajele hidraulice nu se utilizează pentru cutiile de viteză:	planetare	în trepte	nici una din variante	
31.		Dacă în construcția cutiei de viteze se dorește obținerea unei cuplări rapide, fără șocuri, se va alege:	cuplarea treptelor cu ambreiaje multi-disc	cuplarea treptelor cu sincronizatoare conice cu presiune constantă	cuplarea treptelor cu mufe de cuplare simple	
32.		Dacă în construcția cutiei de viteze se dorește obținerea unei variații a raportului de transmitere discontinuă, se va alege:	o cutie de viteze în trepte	o cutie de viteze progresivă sau în trepte	o cutie de viteze progresivă	
33.		La construirea cutiilor de viteze planetare se utilizează:	cuplaje cu sincronizatoare	ambreiaje mono-disc	ambreiaje cu acționare întârziată	
34.		La cutiile de viteze planetare:	axele unor arbori execută o mișcare de translație în jurul unui ax	arborii au axa geometrică fixă	axele unor arbori execută o mișcare de revoluție în jurul unui ax	
35.		Cutiile de viteze cu trei arbori se utilizează la soluțiile constructive:	motor față - punte activă față	motor față - punte activă spate	motor spate - punte activă spate	

	Întrebare	a	b	c	
36.	La o cutie de viteze cu doi arbori carterul este comun cu:	diferențialul	transmisia principală	diferențialul și transmisia principală	
37.	În calculul angrenajelor unei cutii de viteze se păstrează constante:	modulul și distanța dintre axe	modulul și unghiul de înclinare al dinților	distanța dintre axe și unghiul de înclinare al dinților	
38.	La construirea cutiilor de viteze planetare se utilizează angrenajele de tip:	cu axe mobile	cu axe fixe paralele	cu axe fixe perpendiculare	
39.	La construirea cutiilor de viteze planetare se utilizează:	cuplaje cu sincronizatoare	ambreiaje cu acționare întârziată	ambreiaje mono-disc	
40.	Funcționarea cu eficiență maximă a motorului de automobil este posibilă prin utilizarea unor cutii de viteze	mecanice în trepte cu arbori cu axe fixe	planetare	continue sau progresive	
41.	Care este cauza modificărilor periodice ale direcției în cazul suspensiei dependente?	dispunerea mecanismului de direcție față de puntea din față	divergența cercurilor de oscilație a brațului fuzetei	construirea arborelui transmisiei din mai multe bucăți	
42.	Din ce materiale se construiesc pastilele utilizate în articulațiile sistemelor de direcție:	antifricțiune	de fricțiune	cu elasticitate ridicată	
43.	În cazul cărui tip de frână saboții execută mișcări compuse	frâne cu saboți articulați	frâne cu saboți exteriori	frâne cu saboți flotanți	
44.	Frânele cu tambur tip duplex conțin:	doi saboți secundari	doi saboți primari	un sabot interior și unul exterior	
45.	În cazul frânelor cu tambur și saboți interiori forțele de frecare amplifică forța de apăsare:	numai pe sabotul primar	pe ambii saboți	numai pe sabotul secundar	
46.	Care din următoarele tipuri de sisteme de suspensie asigură modificarea rigidității în timp real:	suspensiile cu arcuri elicoidale	suspensiile cu arcuri pneumatice	suspensiile cu arcuri lamelare	
47.	Amortizoarele transformă energia cinetică în:	energie cinetică	energie potențială	energie termică	
48.	Cum trebuie să fie rigiditatea suspensiei punții din față comparativ cu cea a punții din spate?	mai mică	egală	mai mică	
49.	Amestecul carburant din cilindrul motor este format din:	Combustibil fin pulverizat și gaze arse de la ciclul anterior	Combustibil fin pulverizat și aer proaspăt	Combustibil fin pulverizat, gaze arse de la ciclul anterior și aer proaspăt	
50.	Regimul de putere maximă al m.a.i.	Este un regim de sarcină plină, la care m.a.i. poate funcționa o perioadă lungă de timp, în condiții de reglaj optime, cu realizarea puterii maxime posibile.	Este un regim de suprasarcină, la care m.a.i. poate funcționa o perioadă redusă de timp, în condiții de reglaj optime, cu realizarea puterii maxime posibile.	Este un regim de suprasarcină, la care m.a.i. poate funcționa o perioadă lungă de timp, cu realizarea puterii maxime posibile și a regimului cel mai economic.	

		Întrebare	a	b	c	
51.		Gradul de umplere al m.a.i. variaza in sensul:	Scade la cresterea turatiei si scaderea sarcinii	Nu este influentat de variatia turatiei ci doar a sarcinii	Creste la cresterea turatiei si scaderea sarcinii	
52.		Cifra octanica (CO) a combustibilului este o proprietate care reprezinta:	Temperatura de aprindere a combustibilului	Puterea calorica a acestuia	Rezistenta la arderea cu detonatie a combustibilului si calitatea acestuia	
53.		Supralimentarea m.a.i. se realizeaza prin:	Marirea numarului de cilindri, a diametrului cilindrului si/sau a cursei pistonului	Cresterea turatiei nominale respectiv maxime de functionare	Cresterea presiunii medii efective a ciclului de functionare, crestere realizata prin comprimarea incarcaturii proaspete in compresorul de supraalimentare	
54.		Cifra cetanica (CC) a combustibilului este o proprietate care exprima:	Temperatura de autoaprindere a combustibilului	Puterea calorica a acestuia	Usurinta autoaprinderii combustibilului si calitatea acestuia	
55.		Pentru <i>m.a.s.</i> sistemul de aprindere trebuie să realizeze o lege optimă pentru producerea scântei, de forma: $\beta_{av,s} = \beta_{av,s}(n, sarcina)$. Această lege trebuie să respecte:	$\beta_{av,s}$ creste odată cu cresterea turatiei, pentru sarcină constantă respectiv $\beta_{av,s}$ scade odată cu cresterea sarcinii la turație constanta, urmărind astfel evitarea apariției detonației	$\beta_{av,s}$ scade odată cu cresterea turatiei, pentru sarcină constantă, respectiv $\beta_{av,s}$ creste odată cu cresterea sarcinii la turație constanta, urmărind astfel evitarea apariției detonației	$\beta_{av,s}$ scade odată cu cresterea turatiei pentru sarcină constantă respectiv $\beta_{av,s}$ scade odată cu cresterea sarcinii la turație constanta, urmărind astfel evitarea apariției detonației	
56.		Marimile efective: puterea, consumul specific de combustibil, presiunea medie si randamentul se determina cu relatiile:	$P_e [W] = i \cdot \frac{n}{60} \cdot n \cdot p_i \cdot V_i; \quad c_e [kg/(kW_e h)] = \frac{Q_i}{c_h};$ $p_e [N/m^2] = \frac{V_i}{L_{ec}}; \quad \eta_e = \frac{3600 \cdot Q_i}{c_h \cdot P_e} = \frac{3600 \cdot c_e}{P_e}$	$P_e [W] = i \cdot \frac{n}{60} \cdot n \cdot p_e \cdot V_s; \quad c_e [kg/(kW_e h)] = \frac{c_h}{Q_i};$ $; \quad p_e [N/m^2] = \frac{L_{ec}}{V_i} \quad \eta_e = \frac{3600 \cdot Q_i}{c_h \cdot P_e} = \frac{3600}{c_e \cdot P_e}$	$P_e [W] = i \cdot z \cdot \frac{n}{60} \cdot p_e \cdot V_s;$ $c_e [kg/(kW_e h)] = \frac{c_h}{P_e};$ $p_e [N/m^2] = \frac{L_{ec}}{V_s};$ $\eta_e = \frac{3600 \cdot P_e}{c_h \cdot Q_i} = \frac{3600}{c_e \cdot Q_i}$	
57.		Caracteristica exterioara a unui m.a.i. de automobil, reprezinta:	Caracteristica limita de turatie, stabilita la sarcina totala, in conditii de reglaje optime ale motorului.	Caracteristica de turatie la sarcina totala, la care m.a.i. poate functiona continuu, fara restrictii.	Caracteristica de turatie la sarcina plina, caracteristica care contine si regimul nominal.	
58.		Randamentul mecanic al m.a.i. este egal cu:	$\eta_{mec} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{c_e}{c_i}$	$\eta_{mec} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{c_i}{c_e}$	$\eta_{mec} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{p_i}{p_e} = \frac{\eta_i}{\eta_e} = \frac{c_i}{c_e}$	
59.		Cresterea intensitatii detonatiei (in cazul arderii cu detonatie) pentru m.a.s. este favorizata de:	Cresterea raportului de comprimare, a sarcinii, a avansului la producerea scanteii si scaderea CO	Scaderea raportului de comprimare, cresterea sarcinii si a avansului la producerea scanteii si cresterea CO	Cresterea raportului de comprimare, a sarcinii, reducerea avansului la producerea scanteii si cresterea CO	

		Întrebare	a	b	c	
60.		Cantitatile de incarcatura proaspata admisa in cilindrul motor, respectiv de amestec din cilindru motor la sfarsitul umplerii, exprimate in kmoli pentru m.a.i. cu formare interioara a amestecului sunt:	$n_{ad} = c_{ciclu} \left(\frac{1}{\mu_{comb}} + \lambda L_0 \right)$ $n_{am} = c_{ciclu} \left(\frac{1}{\mu_{comb}} + \lambda L_0 \right) (1 + \gamma_r)$	$n_{ad} = c_{ciclu} \cdot \lambda \cdot L_0$ $n_{am} = c_{ciclu} \cdot \lambda \cdot L_0 (1 + \gamma_r)$	$n_{ad} = c_{ciclu} (\mu_{comb} + \lambda L_0)$ $n_{am} = c_{ciclu} (\mu_{comb} + \lambda L_0) (1 + \gamma_r)$	
61.		Perioadele arderii din m.a.i. sunt urmatoarele in ordinea precizata:	Faza de intarziere la declansarea arderii (in cazul m.a.s.) respectiv perioada de intarziere la autoaprindere (in cazul m.a.c.); Perioada arderii rapide cu atingerea presiunii si temperaturii maxime; Perioada arderii lente	Faza de intarziere la declansarea arderii (in cazul m.a.s.) respectiv perioada de intarziere la autoaprindere (in cazul m.a.c.); Perioada arderii moderate, cu faza I a atingerii presiunii si temperaturii maxime si faza a-II-a perioada arderii lente	Faza de intarziere la declansarea arderii (in cazul m.a.s.) respectiv perioada de intarziere la autoaprindere (in cazul m.a.c.); Perioada arderii rapide; Perioada arderii moderate cu faza I a atingerii presiunii maxime si faza a II-a cu atingerea temperaturii maxime	
62.		Pentru m.a.c. sistemul de injectie, trebuie să realizeze o lege optimă pentru producerea avansului la injecție, de forma: $\beta_{av,inj} = \beta_{av,inj}(n, sarcina)$. Această lege trebuie să respecte:	$\beta_{av,inj}$ crește odată cu creșterea turatiei pentru sarcină constantă, respectiv $\beta_{av,inj}$ crește odată cu creșterea sarcinii la turație constanta	$\beta_{av,inj}$ scade odată cu creșterea turatiei pentru sarcină constantă, respectiv $\beta_{av,inj}$ crește odată cu creșterea sarcinii la turație constanta	$\beta_{av,inj}$ scade odată cu creșterea turatiei pentru sarcină constantă, respectiv $\beta_{av,inj}$ scade odată cu creșterea sarcinii la turație constanta, urmărind astfel evitarea apariției detonației	
63.		Tendinta de detonatie la m.a.s. poate fi redusa (eliminata) prin:	Scaderea CO a benzinei si cresterea raportului de comprimare	Reducerea avansului la aprindere, cresterea CO a benzinei si eventuala scadere a raportului de comprimare	Scaderea CO a benzinei, scaderea raportului de comprimare si cresterea avansului la aprindere	
64.		Forța de presiune a gazelor se determină cu relația:	$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} p_g$	$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (p_g - p_k)$	$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{2} (p_g + p_k)$	
65.		Masa grupei piston este egală cu:	$m_p = m_{pist} + m_{segm} + m_{bolț}$	$m_p = m_{pist} + m_{segm}$	$m_p = m_{pist} + m_{segm} + m_{bolț} + m_{biela\ transl}$	
66.		Capul de piston este:	o placă circulară rezemată pe contur încărcată cu o sarcină concentrată dată de forța de inerție a maselor în translație	o placă circulară încastrată pe contur încărcată cu o sarcină uniform distribuită dată de presiunea gazelor	o bară încastrată încărcată cu forța de presiune a gazelor și cu forța de inerție a maselor în translație	
67.		Pistoanele motoarelor rapide se fabrică din:	aliaj de aluminiu	oțel inox	plastic rezistent	

	Întrebare	a	b	c
68.	Presiunea bolțului asupra umerilor pistonului este: unde: d_b – diametrul bolțului, l_u – lungimea umerilor, F – se determină din calculul dinamic	$p_u = \frac{F}{2 d_b l_u} \leq p_{ua}$	$p_u = \frac{F}{d_b l_u} \leq p_{ua}$	$p_u = \frac{2 F}{d_b l_u} \leq p_{ua}$
69.	Bolțul pistonului este solicitat la:	incovoiere și forfecare	incovoiere și răsucire	intindere și incovoiere
70.	Verificarea la ovalizare a bolțului de face în cazul: unde: d_{ib} – diametrul interior al bolțului, d_{eb} – diametrul exterior al bolțului	$\alpha = \frac{d_{ib}}{d_{eb}} = 0,5$	$\alpha = \frac{d_{ib}}{d_{eb}} < 0,4$	$\alpha = \frac{d_{ib}}{d_{eb}} > 0,6$
71.	Expandorul este:	un element rigid care se montează în locul segmentului de ungere, micșorând astfel presiunea uleiului în canal	un element elastic care se montează în spatele segmentului de ungere, măbind astfel presiunea cu care segmentul apasă oglinda cilindrului	un element elastic care se montează în spatele segmentului de ungere, împiedicând rotirea segmentului în canal
72.	Corpul bieiei este solicitat la:	compresiune de forță: $F_c = F_g + F_i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (p_{gmax} - p_{carter}) - m_t R \omega^2(1+\lambda)$	forfecare de forță $F_f = m_t R \omega^2(1+\lambda)$	incovoiere de forță $F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (p_{gmax} - p_{carter})$
73.	Modul de rezistență la încovoiere al fusului maneton este:	$W_L = \frac{\pi \cdot d_L^3}{32}$	$W_L = \frac{\pi \cdot (d_L^4 - d_{Li}^4)}{32 d_L}$	$W_L = \frac{\pi \cdot (d_L^4 - d_{Li}^4)}{16}$
74.	Tensiunea redusă dată de solicitarea compusă încovoiere – răsucire a unui fus este:	$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_i^2 - 4\tau^2} \leq \sigma_a$	$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_i^2 + \tau^2} \leq \sigma_a$	$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_a$
75.	Segmentii de compresie se fabrică din:	fontă cenușie	oțel inox	ceramica
76.	Temperatura ridicată în dreptul primului canal de segment produce	rotirea segmentului în canal și micșorează capacitatea portanta a uleiului	transformarea uleiului în lacuri și blocarea segmentului	rotirea segmentului în canal și îmbunătățirea ungerii
77.	Forța N aplică pistonul pe cilindru producând:	bascularea pistonului	mișcarea transversală a pistonului	momentul de răsturnare a pistonului
78.	Cerința fundamentală pentru realizarea etanșării este ca:	segmentul să se așeze strâns pe piston și cu suprafețele frontale pe flanurile superior și inferior ale canalului din piston	segmentul să se așeze perfect cu suprafața laterală pe oglinda cilindrului și cu suprafețele frontale pe flanurile superior și inferior ale canalului din piston	segmentul să facă un contact cât mai bun cu pistonul și cilindrul

		Întrebare	a	b	c	
79.		Compresmetrul este utilizat pentru:	Verificarea gradului de etanșeitate al supapelor.	Verificarea gradului de etanșeitate al grupului piston-segmenti-cilindru.	Verificarea gradului de etanșeitate al grupului piston-segmenti-cilindru și al supapelor.	
80.		Schimbarea cu zgomot a treptelor CV se datorează:	Uzorii pinioanelor CV și defectarea dispozitivului de fixare a treptelor.	Defectării dispozitivului de zavorâre, uzorii avansate a rulmenților CV.	Uzorii avansate a sincronizatoarelor și/sau defecte ale discului de presiune a ambreiajului.	
81.		Zgomotul datorat uzurii excesive a grupului piston - cilindru:	Se aude distinct la turatii joase și este intens când motorul este rece; este un zgomot sec și dur și se atenuează pe măsura ce motorul se încălzește, fără însă să dispară complet.	Se aude distinct la turatii mai ridicate și este intens când motorul este rece; dispăre când motorul se încălzește.	Se produce la modificarea rapidă a turatiei; încetează brusc la întreruperea aprinderii motorului.	
82.		Fumul alb la motorul diesel indică:	Avansul la injecție prea mic și debitul maxim al pompei de injecție prea ridicat.	Motor prea rece, deteriorarea garniturii de chiulasa, sistem de răcire defect (termostat blocat pe deschis), apă în motorină.	Sarcina ridicată și turatii medii ori acul injectorului blocat pe deschis ori cursa acului injectorului prea mare.	
83.		Punerea la punct a distribuției presupune montarea curelei (lantului) de distribuție astfel încât să se realizeze:	Sincronizarea mișcării arborelui cotit cu a arborelui (arborilor) distribuției în așa fel încât să se realizeze fazele stabilite ale distribuției iar supapele să se deschidă și închidă la momentul oportun. Sincronizarea trebuie realizată și cu rotația pompei de injecție în cazul injecției directe în cilindru.	Alinierea reperelor de pe roțile dispuse pe arborele cotit, arborele distribuției și arborele pompei de injecție.	Alinierea reperelor de pe roțile dispuse pe arborele distribuției și arborele pompei de injecție.	
84.		Starea radiatorului în ce privește colmatarea acestuia se verifică prin:	Diferența de temperatură și de presiune, măsurate între intrarea și ieșirea lichidului de răcire, în timpul funcționării motorului, trebuie să fie de 25-35°C respectiv mai mare de 100 mm col Hg.	Scufundarea radiatorului într-un vas cu apă, după ce acestuia i-au fost astupate racordurile cu dopuri de cauciuc și s-a introdus aer, verificând presiunea cu un manometru.	Diferența de temperatură și de presiune, măsurate între intrarea și ieșirea lichidului de răcire, în timpul funcționării motorului, nu trebuie să fie mai mare de 12-15°C respectiv 100 mm col Hg.	
85.		Parametrii de diagnosticare ai punții față sunt:	Jocul în articulații, starea cuplajelor unghiulare, unghiurile de direcție.	Bataia radială, zgomotele și vibrațiile, jocul unghiular global	Nivelul zgomotelor și vibrațiilor transmisiei principale și diferențialului, zgomotul la trecerea din regim de accelerare în regim de frână de motor și invers.	
86.		Pentru raportul stoechiometric ($\lambda = 1,00$), sonda lambda de tip Zirconia generează un semnal propriu de:	400 mV	5000 mV	800 mV	

		Întrebare	a	b	c	
87.		Parametrii de diagnosticare ai transmisiei cardanice sunt:	Jocul unghiular dintre pinioane, zgomotul la trecerea dintr-o treaptă în alta, zgomote la rularea într-o treapta de viteze.	Jocul unghiular, bataia radiala, vibratiile.	Jocul la rulmenții arborilor planetari, zgomotul la trecerea din regim de accelerare în regim de frână de motor și invers.	
88.		Senzorul de detonație, informează blocul electronic atunci când apar bataile datorate detonației, iar acesta realizează:	Introduce aer suplimentar folosind regulatorul automat de aer pentru a anula detonatia	Intârzie aprinderea, adică micșorează avansul la producerea scântetii	Intârzie aprinderea, adică mărește avansul la producerea scântetii.	
89.		Dezechilibrul franelor de pe puntea spate se determina folosind relatia:	$F_{spate} [\%] = \frac{ F_{fr, stg, spate} - F_{fr, dr, spate} }{\max(F_{fr, stg, spate}, F_{fr, dr, spate})}$	$F_{spate} [\%] = \frac{(F_{fr, fata} + F_{fr, spate})}{G_{ad}}$	$F_{spate} [\%] = \frac{(F_{fr, stg, spate} + F_{fr, dr, spate})}{G_{ad, spate}}$	
90.		Daca la rulajul rectiliniu, automobilul „trage” într-o parte, cauza este:	Raport incorect al unghiurilor de bracaj ale roților de directie si valori inegale ale unghiului de stabilitate; uzura suporturilor de cauciuc ale barei stabilizatoare.	Amortizoare ineficace, rulmentii rotilor fata uzati, joc prea mare intre piesele casetei de directie.	Valori inegale ale unghiurilor de cădere pentru roțile de directie; convergența roților de directie dereglată; presiunea neuniformă în pneuri.	
91.		Verificarea geometriei roților directoare trebuie sa se faca dupa:	Verificarea și eliminarea jocurilor în articulațiile suspensiei, bieletelor și barelor de conexiune; verificarea și reglarea presiunii nominale în pneuri.	Verificarea și reglarea doar a presiunii nominale în pneuri.	Verificarea și eliminarea jocurilor în articulațiile suspensiei; verificarea și reglarea presiunii nominale în pneuri	
92.		La diagnosticarea generala a motorului de automobil, parametrii investigati sunt:	Instalatia de alimentare, de aprindere, gradul de poluare si etanseitatea mecanismului motor	Etanseitatea mecanismului motor si parametrii de reglaj ai sistemului de distributie	Puterea, consumul de combustibil, gradul de poluare si nivelul de zgomot	
93.		Dereglările unghiurilor de direcție conduc la următoarele probleme în exploatarea automobilului:	Functionarea defectuoasa a sistemului de franare; joc unghiular ridicat al volanului.	Oscilatia pe verticala a caroseriei; eficacitate redusa a amortizoarelor fata; neuniformitate in functionarea franelor;	Uzura rapidă, prematură și neuniformă a anvelopelor; uzura prematură a pieselor care fac parte din ansamblul sistemului de direcție, cu implicații asupra siguranței traficului; traiectorie defectuoasă pe carosabil.	
94.		Caroseriile autoportante preiau:	eforturile exclusiv de cadru, cadrul fiind separat iar caroseria este fixată elastic de aceasta	forțele produse în mișcarea auovehiculului în cazul în care cadrul este suprimat	parțial forțele produse în mișcarea autovehiculului, podeaua fiind fixată rigid de cadru	

		Întrebare	a	b	c	
95.		Pentru o caroserie de autoturism numărul v olumelor este:	egal cu numărul unghiurilor obtuze mai mici de 180°, formate în proiecție laterală, pe exterior, de către tangentele principale la capote (față, spate), respectiv la parbriz și la lunetă.	mai mare cu o unitate față de numărul unghiurilor obtuze mai mici de 180°, formate în proiecție laterală, pe exterior, de către tangentele principale la capote (față, spate), respectiv la parbriz și la l unetă.	mai mare cu o unitate față de numărul unghiurilor obtuze mai mari de 180°, formate în proiecție laterală, pe exterior, de către tangentele principale la capo te (față,spate), respectiv la parbriz și la lunetă.	
96.		Soluția clasică de organizare generală a autovehiculelor presupune	motorul plasat în partea din spate, puntea motoare fiind puntea din spate	motorul plasat în partea din față, puntea motoare fiind puntea din spate	motorul plasat în partea din față, puntea motoare fiind puntea din față	
97.		Caroseria, care face corp comun cu cadrul automobilului este de tipul	semiportanta	autoportanta	neportanta	
98.		Testele EuroNCAP se fac la o viteză de:	80 km/h	65 km/h	50 km/h	
99.		Caroseria tricorp este formata din compartimernte separate	pentru pasageri si pentru încărcături	pentru pasageri, pentru încărcături și pentru motor	pentru motor și pentru pasageri, unit cu secția marfară	
100.		Caroseria din aluminiu are ca avantaj	cost mic al materialului	reducerea greutății medii cu până la 40%. a autoturismului	lipsa problemelor tehnologice la ambutisare	
101.		Baza portantă a unui autoturism este formata dintr-un ansamblu de 3 componente principale	habitaclu, consola față și consola spate	grinzi dispuse longitudinal (lonjeroane), grinzi dispuse transversal (traverse) și elemente de tip placă	suportii pentru articularea punților și suspensie	
102.		Profilul stâlpilor este format din	un panou deformat si asamblat prin sudare	combinarea a două panouri (interior și exterior) care formează peretele lateral al caroseriei	o teava rectangulara deformata	
103.		Calculul de rezistență a caroseriilor închise ale autovehiculelor se face, în principal, pentru:	solicitarea la răsucire	solicitarea la încovoiere și răsucire	solicitarea la încovoiere	
104.		Tabelele de tip sandwich asigură:	creșterea rezistenței mecanice	reducerea zgomotului și a vibrațiilor	protecția anticorozivă	
105.		Ambutisarea tablelor pentru piesele de caroserie auto se face:	cu reținerea plană a semifabricatului	cu reținere, folosind nervuri de reținere	fară reținere	
106.		La ambutisare nervurile de retinere permit	blocarea deplasarii materialului in matrita	curgerea materialului in matrita	deformarea locala a materialului	
107.		Ambutisarea hidraulica se face prin	deformarea cu deplasarea flanșei	acțiunea fluidului asupra semifabricatului	deformarea cu blocarea mișcării flanșei	

		Întrebare	a	b	c	
108.		La asamblarea caroseriei, fâltuirea este o operație secundară utilizată pentru a asambla două piese din tablă prin	sudare pe contur a doua piese	marginea unei piese exterioare din tablă este îndoită peste o piesă interioară din tablă.	sudarea prin presiune a doua piese	
109.		Asamblarea pieselor de caroserie folosind sudarea prin puncte se face:	prin presare inițială a electrozilor, cu material de aport	prin presarea inițială a electrozilor, fără material de aport cu o cadență de 30-90 puncte de sudură pe minut	fără material de aport cu o cadență de 30-90 puncte de sudură pe minut	
110.		Poziționarea volanului se face în raport de:	poziția scaunului	punctul de contact al călcâiului cu podeaua	poziția pedalelor	
111.		Siguranța activă a unui vehicul este dată de:	suprafețele interioare ale automobilelor cu care vin în contact ocupanții automobilului	echipamentele care ajută la evitarea coliziunii	structura vehiculului și din echipamentele și sistemele care asigură protecția pasagerilor	
112.		Asamblarea pieselor de caroserie folosind sudarea în puncte prin presiune și rezistența electrică se face prin suprapunerea	electrozilor și așezarea cap la cap a tablelor	suprapunere pe o anumită lățime a tablelor de grosime s (mm), strângerea fiind realizată cu ajutorul unor electrozi de contact realizați din cupru sau aliaje de cupru, acționați mecanic cu forța de refulare	Suprapunerea tablelor și aplicarea unei tensiuni electrice	
113.		Sudarea în puncte cu regim moale se caracterizează prin	intensitate mare de curent de sudare și timp scurt de preîncălzire	prin valori mai mici ai curentului de sudare și timpi mai lungi de preîncălzire în vederea refulării		
114.		Concepția, proiectarea și elaborarea tehnologiei sistemului de producție a sistemului autovehicul, presupune cunoașterea::	comportării acestuia în exploatare.	tipului de producție din întreprindere	structurii și funcționalității acestuia.	
115.		Reparațiile capitale (RK), reparațiile generale (RG) și reparațiile curente (RC) se stabilesc în funcție de:	durata de exploatare	numarul de km parcurși	volumul complexului de lucrări	
116.		Activitățile de concepție și cele economice dintr-o întreprindere de fabricare sau de reparare se desfășoară în compartimente care se numesc:	secții de proiectare	colective strategice	servicii sau birouri	
117.		Metoda coeficientului de continuitate (constanță) a fabricației sau reparației constă din aprecierea unui parametru denumit:	ritm mediu de lucru	coeficient al sistemului de producție	coeficient productiv	

	Întrebare	a	b	c	
118.	Cu ajutorul parametrului adimensional $\eta_s = S_r / S_n$ (raportarea suprafeței reale de contact la suprafața nominală), se poate aprecia:	mărimea forței de frecare	durata rodajului	gradul de prelucrare al suprafețelor în contact	
119.	Care dintre regimurile de frecare realizează cel mai mic coeficient de frecare și o intensitate de uzare foarte redusă:	regimul de frecare fluidă	regimul de frecare elastohidrodinamică	regimul de frecare semifluidă	
120.	Regimul de frecare semifluidă (mixtă) se întâlnește în funcționarea automobilelor:	numai la pornire	la pornire și oprire	în sarcină	
121.	S-a constatat experimental că, pentru a se realiza frecarea (ungerea) fluidă, în cazul suprafețelor perfect netede, este suficientă o grosime minimă a peliculei de lubrifiant de::	(0,1...0,2) m	(0,1...0,2) μm	(1...2) μm	
122.	Uzarea de cavitație este procesul de distrugere a suprafețelor în contact cu lichide în mișcare cu viteză mare, când iau naștere fenomene și procese mecanice, chimice, termice, electrice. La care dintre următoarele tipuri de piese este întâlnită acest tip de uzare:	turbosuflete	cuzinet - arbore	rotoarele de pompe, cilindrii de motor	
123.	Rodajul reprezintă o etapă obligatorie în funcționarea cuplelor în scopul corectării unor defecte de micro sau macrogeometrie a suprafețelor conjugate, rezultate	ca urmare a asamblării defectuoase	în urma prelucrărilor mecanice	în urma tratamentelor termice.	
124.	Principalele criterii pentru utilizarea unui anumit tip de fontă pentru construcția cilindrilor și segmentilor M.A.I. sunt:	compoziția, structura și duritatea	prelucrabilitatea	conținutul de grafit	
125.	Fontele pentru segmenti trebuie să prezinte o duritate față de aceea a materialului cilindrului cu care va lucra în pereche:	mai redusă cu circa 20 HB	mai mare cu circa 30 HB	egală	
126.	Proprietățile lubrifiantului (onctuoizitatea, vâscozitatea etc.) au un rol important în reducerea uzurii adevzive a suprafețelor de frecare. Astfel, onctuoizitatea favorizează menținerea filmului de ulei pe suprafețe:	în timpul pornirilor	în cazul unor cuple uzate excesiv	în timpul opririlor	

	Întrebare	a	b	c	
127.	Depunerile carbonoase dure (calamină) datorate uleiului care ajunge în camera de ardere și participă la ardere împreună cu amestecul carburant se datoresc:	uzurii segmenților de ungere	uzurii cuzineților	calității lubrefiantului	
128.	În cazul cutiilor de viteze (de distribuție) și al diferențialelor automobilelor un indiciu asupra aprecierii gradului de uzare a pieselor conjugate din componența acestora poate să fie:	pierderile de lubrefiant	intensificarea zgomotelor în timpul funcționării	jocul mare în cuplă	
129.	Unul dintre dezavantajele principale ale metodei determinării uzurii pieselor cu ajutorul izotopilor radioactivi este:	măsurile speciale de protecție contra radiațiilor	personal specializat	necesitatea scoaterii autoturismului din funcțiune	
130.	Numărul de reparații ce pot fi efectuate la un arbore se stabilește ținând seama de:	grosimea de material ce trebuie îndepărtată	diametrul minim admisibil al fusului	rugozitatea suprafeței ce trebuie asigurată prin prelucrare	
131.	Din punct de vedere economic, pentru ca recondiționarea să fie justificată, este necesar ca prețul de cost al piesei recondiționate să fie față de cel al piesei noi:	cel mult 40%	cel mult 20%	cel mult 30%	
132.	La honuire, honul are o mișcare de rotație și în același timp o mișcare de avans în ambele sensuri, rezultând o rețea a urmelor lăsate de particulele abrazive pe piesă, sub un anumit unghi controlabil în funcție de raportul vitezelor. Experimental, s-a constatat că acest unghi are o influență deosebită asupra:	uzurii pietrelor abrazive	rugozității suprafeței	menținerii peliculei de lubrifianți	
133.	Deformațiile suplimentare ale piciorului bielei pot apărea și datorită poziției excentrice a bolțului din cauza:	jocului exagerat	montajului defectuos	rugozității prea mari	
134.	Ecuatia caracteristica unei transformari adiabatic pentru gazul perfect este :	$pV = ct.$	$TV^{\gamma-1} = ct.$	$(pV)^{\gamma} = ct.$	
135.	Unitatea de masura pentru entropia specifica este:	J/kmol	J/kg	J/kgK	
136.	Energia internă a unui gaz perfect nu se modifică în timpul	unui proces adiabatic	unui proces izobar	unui proces izoterm	
137.	În diagrama p-V aria de sub curba transformării cvasistatice și axa volumelor este proporțională cu	cantitatea de căldură	lucrul mecanic de variație a volumului	lucrul mecanic tehnic	

		Întrebare	a	b	c	
138.		În diagrama p–V aria cuprinsă între curba transformării cvasistatice și axa presiunilor este proporțională cu	cantitatea de căldură	lucrul mecanic de variație a volumului	lucrul mecanic tehnic	
139.		În diagrama T–S aria cuprinsă între curba transformării cvasistatice și axa entropiilor este proporțională cu	cantitatea de căldură	lucrul mecanic tehnic	căldura și lucrul mecanic	
140.		Într-un ciclu motor raportul dintre lucru mecanic util și căldura consumată de la sursa caldă în acest scop se numește:	coeficient de lucru mecanic	randament termodinamic	coeficient de performanță	
141.		Presiunea unui amestec de gaze perfecte este egală cu suma presiunilor parțiale ale tuturor componentelor	Legea lui Amagat	Legea lui Dalton	Legea lui Charles	
142.		Constanta universală a gazului perfect	$R=8314 \text{ kJ/kg}$	$R=8,314 \text{ J/kg}$	$R=8314,37 \text{ J/(kmol K)}$	
143.		Condiții normale fizice de presiune și temperatură pentru un gaz perfect	$p_N=750 \text{ mmHg}; t_N=0^\circ\text{C};$	$p_N=760 \text{ mmHg}; T_N=273,15\text{K};$	$p_N=730 \text{ mmHg}; T_N=273,15 \text{ K}$	