HIDRAULICA

1. Ecuația de continuitate în coordonate carteziene sub formă diferențială pentru mişcarea nepermanentă a unui fluid compresibil, are forma :
   a. $\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z}=0$
   b. $\frac{1}{\rho}\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial u_x}{\partial x}+\frac{\partial u_y}{\partial y}+\frac{\partial u_z}{\partial z}=0$
   c. $\frac{1}{g}\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z}=0$
2. Ecuația de continuitate sub formă diferențială pentru un tub de curent de secțiune variabilă prin care curge un fluid compresibil, în mişcare nepermanentă este :
   a. $\frac{\partial(\rho Q)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho A)}{\partial S}=0$
   b. $\frac{\partial(\rho Q)}{\partial S}+\frac{\partial(\rho A)}{\partial t}=0$
   c. $\frac{\partial Q}{\partial S}+\frac{\partial A}{\partial t}=0$

3.Ecuația continuității din hidraulică exprimă conservarea în lungul curentului :
   a. a impulsului
   b. a masei
   c. a energiei

4.Ecuația diferențială a mişcării fluidelor perfecte (Euler) sub formă vectorială este de forma:
   a. $\bar{f}-\frac{1}{\rho}\bar{\nabla}p=\frac{d\bar{u}}{dt}$
   b. $\bar{f}+\frac{1}{\rho}\bar{\nabla}p=\frac{d\bar{u}}{dt}$
   c. $g\bar{f}-g\bar{\nabla}p=\rho\frac{d\bar{u}}{dt}$

5.Integrala lui Bernoulli pentru mişcarea fluidelor perfecte, $\pi+\frac{p}{\rho}+\frac{u^2}{2}=const$

   este valabilă în cazurile :
   a. pentru mişcările rotaționale în cazul general
   b. pentru mişcările potențiale în tot câmpul mişcării
   c. pentru mişcările rotaționale pe o linie de curent

6.Ecuația lui Bernoulli - Lagrange pentru mişcarea potențială a fluidelor perfecte, în mişcare nepermanentă este :
   a. $\pi+\frac{p}{\rho}+\frac{u^2}{2}+\frac{\partial\varphi}{\partial t}=c(t)$
   b. $\pi+\frac{p}{\rho}+\frac{u^2}{2}-\frac{\partial\varphi}{\partial t}=c(t)$
   c. $\pi+\frac{p}{\rho g}+\frac{u^2}{2g}+\frac{1}{g}\frac{\partial\varphi}{\partial t}=c(t)$

7.Potențialul forțelor masice unitare în câmpul gravitației, este :
   a. $\pi=-gz+const$
   b. $\pi=\rho z+const$
   c. $\pi=gz+const$

8. Vectorul vârtej ϖ din mişcarea rotaţională este definit în funcţie de $\overline{\Omega} = rot\bar{u}$ prin :
   a. $\varpi = 2\overline{\Omega}$
   b. $\varpi = \frac{1}{2}\overline{\Omega}$
   c. $\varpi = \overline{\Omega}$

9. Ecuaţia lui Bernoulli pentru un fir de curent în mişcarea permanentă a unui fluid perfect, incompresibil în câmpul gravitaţiei, este :
   a. $gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = const$
   b. $-z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = const$
   c. $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = const$

10. Din punct de vedere dimensional, termenii din ecuaţia lui Bernoulli pentru un fir de curent în mişcarea permanentă a unui fluid perfect incompresibil în câmpul gravitaţiei : $gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = const$, au semnificaţiile în sistemul internaţional de unităţi :
   a. LT^{-2}
   b. L^2T^2
   c. MLT^{-2}

11. Linia energiei pentru un fir de curent în mişcarea permanentă a unui fluid perfect incompresibil în câmpul gravitaţiei :
   a. coboară în lungul firului
   b. este constantă
   c. este ascendentă

12. Ecuaţia lui Bernoulli pentru două secţiuni 1 şi 2 ale unui fir de curent în mişcarea permanentă a unui fluid perfect compresibil, în câmpul gravitaţiei (gaz în condiţiile transformării adiabatice, cu k, exponentul adiabatic) este de forma :
   a. $z_1 + \frac{k}{k-1}\frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{u_1^{\ 2}}{2g} = z_2 + \frac{k}{k-1}\frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{u_2^{\ 2}}{2g}$
   b. $z_1 + \frac{k}{1-k}\frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{u_1^{\ 2}}{2g} = z_2 + \frac{k}{1-k}\frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{u_2^{\ 2}}{2g}$
   c. $gz_1 + \frac{k}{k-1}\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{u_1^{\ 2}}{2g} = z_2 + \frac{k}{k-1}\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{u_2^{\ 2}}{2}$

13. Ecuaţia lui Bernoulli pentru un fir de elementar de fluid perfect în mişcarea nepermanentă, la un moment dat de timp, este :
   a. $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{1}{g}\int_0^s \frac{\partial u}{\partial t} ds = const$
   b. $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{1}{2g}\int_0^s \frac{\partial u}{\partial t} ds = const$
   c. $z + \frac{p}{\rho g} - \frac{1}{g}\int_0^s \frac{\partial u}{\partial t} ds = const$

14.Ecuația lui Bernoulli pentru un curent unidimensional de fluid perfect în mişcare nepermanentă, între două secțiuni 1 şi 2, are forma :

$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{1}{g}\int_{s_1}^{s_2} \beta \frac{\partial v}{\partial t} ds$, în care v este viteza medie în secțiune, iar α şi β, coeficienții de neuniformitate ai vitezei locale u în secțiunea A, definiți de către Coriolis, respectiv Boussinesq. Aceştia au expresiile :

a. $\alpha = \frac{\int_A u^2 dQ}{v^2 Q}$; $\beta = \frac{\int_A u dQ}{vQ}$

b. $\alpha = \frac{\int_A u^2 dA}{v^2 A}$; $\beta = \frac{\int_A u dA}{vA}$

c. $\alpha = \frac{\int_A u^2 du}{v^3}$; $\beta = \frac{\int_A u du}{v^2}$

15. Forța hidrodinamică a jetului de apă care iese dintr-un ajutaj cilindric de diametru d = 2 cm, având debitul Q = 10 l/s şi care acționează pe un perete plan vertical, are valoarea :

a. F = 235,2 N
b. F = 318,3 N
c. F = 453,6 N

16.Ecuația lui Bernoulli pentru curentul unidimensional de fluid real cu mişcare permanentă gradual variată, aplicată între două secțiuni 1 şi 2 conține termenul $h_{r_{12}}$, a cărui semnificație este :

a. pierderi de sarcină prin frecarea curentului de pereți
b. pierderi de sarcină locale în lungul curentului
c. pierderea totala ce include ambele pierderi

17. În lungul curentului incompresibil real, cu mişcare permanentă gradual variată, panta hidraulică J a liniei energiei :

a. creşte în lungul curentului
b. scade
c. se menține constantă

18. Pentru mişcările permanente şi uniforme sub presiune sau cu nivel liber, panta hidraulică J şi panta liniei piezometrice J_p, vor fi :

a. $J = J_p$
b. $J < J_p$
c. $J > J_p$

19. Ecuația fundamentală a mişcării permanente şi uniforme sub presiune, care stabileşte legătura dintre efortul unitar tangențial mediu la perete, τ_0, raza hidraulică R şi panta hidraulică J, are expresia :

a. $\tau_0 = gRJ$
b. $\tau_0 = \rho gRJ$
c. $\tau_0 = \rho RJ$

20. În cazul curenților uniformi sub presiune, având secțiunea transversală circulară, de diametrul d , relația lui Darcy pentru calculul pierderilor de sarcină liniară , h_i , este :

a. $h_i = \lambda \frac{L}{R}\frac{v^2}{g}$

b. $h_i = \lambda \frac{L}{d}\frac{v}{2g}$

c. $h_i = \lambda \frac{L}{d}\frac{v^2}{2g}$

21. Formula lui Chezy asupra vitezei medii dintr-o conductă circulară este :
   a. $v = C\sqrt{RJ}$
   b. $v = R\sqrt{CJ}$
   c. $v = CR\sqrt{J}$

22. Relația dintre λ din formula lui Darcy şi C din formula lui Chezy, este
   a. $\lambda = \frac{8g}{C}$
   b. $\lambda = \frac{4g}{C^2}$
   c. $\lambda = \frac{8g}{C^2}$

23. Pentru un curent sub forma unui difuzor tronconic, linia piezometrică este:
   a. o dreaptă ce coboară în lungul curentului
   b. o curbă oarecare ce urcă în lungul curentului
   c. o dreaptă ce urcă în lungul curentului

24. Pentru o conductă circulară, relația lui Darcy are forma :
   a. $h_i = \lambda \frac{L}{d^3} \frac{8Q^2}{g\pi^2}$
   b. $h_i = \lambda \frac{L}{d^4} \frac{8Q^2}{g\pi^2}$
   c. $h_i = \lambda \frac{L}{d^5} \frac{8Q^2}{g\pi^2}$

25. Modulul de debit K, pentru un curent uniform sub presiune , are expresia :
   a. $K = AR\sqrt{C}$
   b. $K = AC\sqrt{R}$
   c. $K = C\sqrt{AR}$

26. Într-o conductă circulară de rază r_0, legea parabolică de variație a vitezelor locale u(r) , în cazul mişcării laminare este :
   a. $u(r) = \frac{gJ}{2\nu}({r_0}^2 - r^2)$
   b. $u(r) = \frac{gJ}{4\nu}({r_0}^2 - r^2)$
   c. $u(r) = \frac{gJ}{8\nu}({r_0}^2 - r^2)$

27. Pentru conductele rugoase , în zona turbulenței pătratice, coeficientul pierderilor de sarcină liniare λ al lui Darcy, depinde de :
   a. numărul Reynolds
   b. de numărul Reynolds şi rugozitate
   c. de rugozitate.

28. Pierderile de sarcină locale se calculează cu formula generală : $h_l = \zeta \frac{v^2}{2g}$. Să se precizeze poziția în care se calculează viteza medie v :
   a. pe conductă în amonte de obstacol
   b. în imediatul aval al obstacolului
   c. pe conductă în aval de obstacol

29. Relația lui Borda - Carnot, pentru calculul pierderilor de sarcină locale, la mărirea bruscă a secțiunii, are forma :

a. $h_l = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$

b. $h_l = \frac{{v_1}^2 - {v_2}^2}{2g}$

c. $h_l = \zeta \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$

30. Sistemul incompresibil cu mişcare permanentă sub presiune, reprezintă o instalație hidraulică la care mişcarea se face ca urmare a :

a. diferenței de cotă geodezică ale capetelor sistemului
b. diferenței de presiune ale capetelor sistemului
c. diferenței de cotă geodezică şi de presiune ale capetelor sistemului

31. Sarcina sistemului H* care transportă fluide incompresibile sub presiune, este definită ca :

a. diferența dintre sarcinile hidrodinamice corespunzătoare intrării şi ieşirii din sistem
b. diferența dintre cotele piezometrice ale celor două secțiuni
c. diferența dintre înălțimile piezometrice ale celor două secțiuni.

32. Sarcina $H^* = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)$, pentru o conductă simplă lungă având z_1 = 10 m; p_1 =2 bar; z_2 =15 m; p_2 = 0,5 bar, are valoarea :

a. 5,311 m col apă
b. 10,311 m col apă
c. 15,311 m col apă

33. Panta hidraulică J, pentru o conductă simplă lungă, după formula lui Darcy, are expresia :

a. $J = \lambda \frac{v^2}{2gd}$

b. $J = \lambda \frac{L}{2} \frac{v^2}{gd}$

c. $J = \lambda \frac{v^2}{2\rho d}$

34. Modulul de debit K al unei conducte circulare având diametrul d, coeficient de rugozitate n şi coeficientul lui Chezy calculat cu formula lui Manning este :

a. $K = \frac{\pi d^{16/3}}{4^{5/3} n}$

b. $K = \frac{\pi d^{8/3}}{4^{5/3} n}$

c. $K = \frac{\pi d^{16/3}}{4^{10/3} n}$

35. Cunoscând pierderile de sarcină liniare $h_{i\,12}$, presiunea de alimentare a conductei în punctul (1) este :

a. $\frac{p_1}{\rho g} = (z_1 - z_2) + \frac{p_2}{\rho g} + h_{i12}$

b. $\frac{p_1}{\rho g} = (z_2 - z_1) - \frac{p_2}{\rho g} + h_{i12}$

c. $\frac{p_1}{\rho g} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho g} + h_{i12}$

36. Diametrul d al unei conducte care transportă debitul Q, panta hidraulică J şi coeficient de rugozitate n, se determină din relația :

a. $\frac{\pi d^{16/3}}{4^{5/3} n} = \frac{Q}{\sqrt{J}}$

b. $\frac{\pi d^{8/3}}{4^{5/3} n} = \frac{Q}{\sqrt{J}}$

c. $\frac{\pi d^{16/3}}{4^{10/3} n} = \frac{Q}{\sqrt{J}}$

37. În cazul conductelor aşezate în paralel rezistența hidraulică a întregului sistem M se determină în funcție de rezistențele hidraulice M_i ale conductelor în paralel cu relația :

a. $\frac{1}{M} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{M_i}$

b. $\frac{1}{\sqrt{M}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\sqrt{M_i}}$

c. $M = \sum_{i=1}^{n} M_i$

38. În cazul conductelor aşezate în serie , rezistența hidraulică M a întregului sistem se determină în funcție de rezistențele hidraulice M_i ale conductelor înseriate cu relația :

a. $M = \sum_{i=1}^{n} M_i$

b. $\frac{1}{M} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{M_i}$

c. $\frac{1}{\sqrt{M}} = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} M_i}}$

39. Linia piezometrică pentru conducta cu distribuție uniformă de debit, este :

a. o curbă coborâtoare cu concavitatea în sus
b. o dreaptă ce coboară în lungul curentului
c. o curbă urcătoare cu concavitatea în jos.

40. La distanța x de intrare într-o conductă cu debit uniform distribuit : Q_D =ql, (q debit specific) şi debit de tranzit Q_T , la ieşire, debitul Q_X are expresia :

a. $Q_X = Q_D - qx$
b. $Q_X = (Q_D + Q_T) - qx$
c. $Q_X = Q_T + qx$

41. Pierderea de sarcină pe conducta cu debit uniform distribuit Q_D şi debit de tranzit Q_T, este :

a. $h_d = \frac{1}{K^2}\left(Q_T^{\ 2} + \frac{Q_D Q_T}{3} + Q_D^{\ 2}\right)$

b. $h_d = \frac{1}{K^2}\left(Q_D^{\ 2} + \frac{Q_T^{\ 2}}{3} + Q_T Q_D\right)$

c. $h_d = \frac{1}{K^2}\left(Q_T^{\ 2} + \frac{Q_D^{\ 2}}{3} + Q_T Q_D\right)$

42. În practică, pentru debitul de calcul Q_C al unei artere dintr-o rețea de distribuție, având debitul uniform distribuit Q_D, şi debit de tranzit Q_T în nodul aval al arterei, se adoptă relația :

a. $Q_C = \left(Q_T{}^2 + \frac{Q_D{}^2}{3} + Q_T Q_D \right)^{1/2}$

b. $Q_C \cong Q_T + 0{,}55 Q_D$

c. $Q_C \cong Q_T + 0{,}5 Q_D$

43. Pentru stabilirea diametrului economic al unei conducte se procedează astfel :

a. se adoptă un diametru mic pentru a micşora cheltuielile de investiții

b. se adoptă un diametru mare pentru a micşora cheltuielile de exploatare a conductei

c. se adoptă un diametru ce corespunde soluției pentru care suma cheltuielilor anuale privind investițiile şi exploatarea sunt minime

44. Orificiile şi ajutajele sunt sisteme hidraulice foarte scurte, la care în ecuația lui Bernoulli intervin pierderile :

a. pierderi locale

b. pierderi totale ca sumă a pierderilor liniare şi locale

c. pierderi liniare

45.În cazul unui orificiu practicat într-un rezervor a cărui pernă de aer are presiunea p_0 şi cota nivelului de apă din rezervor față de axul orificiului este h, sarcina H^* a orificiului în cazul curgerii libere este :

a. $H^* = h$

b. $H^* = h + \frac{p_0}{\rho g}$

c. $H^* = \frac{p_0}{\rho g}$

46. Relația debitului pentru un orificiu dreptunghiular mare în perete subțire neînecat, vertical, de lățime b şi sarcini h_1 şi h_2 pe laturile superioare,respectiv inferioare, este :

a. $Q = \mu b \sqrt{2g}\left(h_2{}^{3/2} - h_1{}^{3/2}\right)$

b. $Q = \frac{2}{3}\mu b \sqrt{2g}\left(h_2{}^{3/2} - h_1{}^{3/2}\right)$

c. $Q = \frac{2}{3}\mu b \sqrt{2gH^*}$; $H^* = \frac{1}{2}(h_1 + h_2)$

47. Cunoscând coeficientul de contracție ε, coeficientul de viteză la ieşirea din orificiu φ şi coeficientul de debit μ =εφ, debitul printr-un orificiu mic de arie A, practicat într-un perete subțire neînecat, are expresia :

a. $Q = \varepsilon A \sqrt{2gH^*}$

b. $Q = \varphi A \sqrt{2gH^*}$

c. $Q = \mu A \sqrt{2gH^*}$

48. Dintre ajutajele:cilindric exterior, conic convergent sau cel conoidal (danaida), care are coeficientul de debit cel mai mare

a. ajutajul cilindric exterior;

b. ajutajul conic convergent;

c. ajutajul conoidal

49. Dintre ajutajele folosite pentru măsurarea debitului în instalațiile hidraulice, sunt :

a. ajutajul conic convergent

b. ajutajul conoidal (danaidă)

c. ajutajul cilindric exterior

50. Într-un curent neizoterm cu mişcare paralelă, variaţia presiunii, vitezei medii şi a densităţii au un caracter de :
   a. mişcare nepermanentă
   b. mişcare uniformă
   c. mişcare permanentă gradual variată

51. Ecuaţia lui Bernoulli pentru mişcarea fluidelor reale compresibile sub formă diferenţială, pentru un curent neizoterm cu mişcare paralelă are forma :
   a. $dz + \frac{dp}{\rho g} + d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) + dh_r = 0$
   b. $gdz + \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{\alpha v^2}{2}\right) + gdh_r = 0$
   c. $gdz + \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) + gdh_r = 0$

52. Ţinând seama de relaţia de continuitate a debitului de masă $Q_M=\rho AV=ct$, diferenţiala $d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right)$ din ecuaţia lui Bernoulli pentru mişcarea unui curent neizoterm paralel, sub formă diferenţială este :
   a. $d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) = -\frac{\alpha {Q_M}^2}{A^2}\rho^{-2}d\rho$
   b. $d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) = -\frac{\alpha {Q_M}^2}{A^2}\rho^{-3}d\rho$
   c. $d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) = -\frac{\alpha {Q_M}^2}{A^2}\rho^{-1}d\rho$

53. Formula generală a mişcării paralele neizoterme, este :
   a. $p - p_1 + \frac{\alpha Q_M^2}{A^2}\left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_1}\right) + g\int_0^s \rho dz + g\int_0^s \rho dh_r = 0$
   b. $p - p_1 + \frac{\alpha Q_M}{A}\left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_1}\right) + g\int_0^s gdz + g\int_0^5 \rho dh_r = 0$

$p - p_1 + \frac{\alpha Q_M^2}{A^2}\left(\frac{1}{\rho^2} - \frac{1}{\rho_1^2}\right) + g\int_0^s gdz + g\int_0^5 \rho dh_r = 0$

54. Pentru a avea mişcare într-un sistem neizotermic închis, este necesar ca:
   a. ρ = const, temperatura variabilă
   b. ρ variabil, temperatura constantă
   c. ρ variabil, temperatura variabilă şi sistemul să fie cât mai mult dezvoltat pe verticală

55. Mişcarea permanentă paralelă a gazului într-o conductă de secţiune constantă , este :
   a. o mişcare uniformă
   b. o mişcare gradual variată
   c. o mişcare nepermanentă

56. Parametrii fundamentali ai schemei unidimensionale la mişcarea gazelor într-o conductă de secţiune constantă, sunt :
   a. viteza medie v, presiunea p şi debitul volumetric Q
   b. viteza medie v, densitatea ρ şi debitul de masă Q_M
   c. v , p şi ρ, debitul de masă Q_M = const

57. La mişcarea paralelă a gazelor în conducte , ecuația de continuitate se aplică pentru :
   a. debitul volumetric Q=AV =const, în lungul conductei
   b. debitul de masă $Q_M = \rho AV$ = const, în lungul conductei
   c. debitul de greutate $Q_G = \rho gAV$ = const, în lungul conductei
58. Ecuația lui Bernoulli sub formă diferențială, pentru mişcarea paralelă a gazului real într-o conductă de secțiune constantă, are forma :
   a. $dz + \frac{dp}{\rho g} + d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) + dh_d = 0$
   b. $\frac{dp}{\rho g} + d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) + dh_d = 0$
   c. $dz + \frac{dp}{\rho g} + dh_d = 0$
59. Formula lui Darcy : $h_i = \lambda \frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}$, se aplică pentru mişcarea paralelă a gazelor în situațiile :
   a. conducte magistrale de gaze
   b. rețele interioare de gaze naturale cu presiuni foarte mici
   c. în cazul conductelor de ventilație
60. Linia piezometrică pentru o conductă cu mişcarea paralelă a gazelor este :
   a. o curbă coborâtoare cu concavitatea în sus
   b. o curbă coborâtoare cu concavitatea în jos
   c. o dreaptă ce coboară în lungul curentului
61. Pentru exprimarea debitului volumetric la conductele de gaze în cazul folosirii stării normale fizice, temperatura şi presiunea sunt :
   a. $t_N = 0^0$ C ; P_N = 101 325 N/m^2
   b. $t_N = 20^0$ C ; P_N = 98 066 N/m^2
   c. T_N =273,15 K ; P_N = 760 mm col H_g
62. Formula lui Darcy, valabilă pentru fluide incompresibile se foloseşte pentru gaze ,în situațiile :
   a. treapta redusă cu presiuni cuprinse între (2....20) m colH_2O
   b. treapta joasă, mai mică decât 0,5 m colH_2O
   c. treapta medie , cuprinsă între (20....60) m colH_2O
63. La mişcarea lichidelor în sisteme sub presiune, lovitura de berbec este un fenomen de :
   a. mişcare lent variabilă
   b. mişcare periodică nepermanentă
   c. mişcare rapid variabilă
64. Într-un sistem sub presiune, care transmite lichide, mişcarea variabilă este caracterizată prin variația în timp a următorilor parametri .
   a. viteza medie V, presiune hidrodinamică p şi debit Q
   b. V, P, ρ .
   c. p, Q, ρ.
65.Fenomenul loviturii de berbec in instalatiile sub presiune se transmite in lichidul in miscare sub forma unei unde de presiune ce se propaga in lungul curentului:
   a. cu viteza Vo corespunzatoare miscarii permanente;
   b. cu viteze mai mari decit Vo ;
   c. cu viteze mai mici decit Vo
66. În cazul închiderii bruşte a unei vane pe o conductă ce transportă lichide există următoarele situații :
   a. pe fața amonte a vanei suprapresiune şi în aval de presiune
   b. pe fața amonte şi aval presiunea este egală cu cea de regim permanent
   c. pe fața aval suprapresiune şi în amonte depresiune

67. Fenomenul loviturii de berbec are o desfăşurare :

a. în timp
b. în spaţiu
c. în spaţiu şi în timp

68. Suprapresiunea ΔP_{max} stabilită de către Jukovski, pentru închiderea bruscăa vanei pe o conductă , la care viteza de regim permanent este V_0 şi C, celeritatea undei, are expresia :

a. $\Delta P_{max} = \rho C V_0$
b. $\Delta P_{max} = \rho \frac{C V_0}{g}$
c. $\Delta P_{max} = \rho g C V_0$

69. Suprapresiunea maximă într-o conductă de apă având viteza de regim V_0 = 2m/s şi celeritatea undei C= 1000m/s, are valoarea :

a. $\Delta P_{max} = 2.10^5 \ N/m^2$
b. $\Delta P_{max} = 20 \ bar$
c. $\Delta P_{max} = 2.10^7 \ N/m^2$

70. Cunoscând modulul de elasticitate al apei $\varepsilon = 2{,}05 \cdot 10^9$ N/m^2, viteza de propagare a sunetului în apă, are valorile :

a. $c = 340 m/s$
b. $c = 1425 m/s$
c. $c = 1250 m/s$

71. O conductă de diametru d , având grosimea pereţilor e şi modulul de elasticitate E,transportă un lichid de densitate ρ şi modulul de elasticitate ε. Viteza de propagare a loviturii de berbec în această conductă are expresia :

a. $C = \frac{1}{\sqrt{\rho(\varepsilon d + Ee)}}$
b. $C = \frac{1}{\sqrt{\rho\left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{Ee}\right)}}$
c. $C = \frac{\sqrt{\frac{\varepsilon}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{E}\frac{d}{e}}}$

72. Ecuaţiile propagării loviturii de berbec sunt :

a. $\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial s^2}$; $\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial s^2}$
b. $\frac{\partial^2 p}{\partial s^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$; $\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial s^2}$

$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial s^2}$; $\frac{\partial^2 v}{\partial s^2} = c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}$

73 Solutiile ecuatiilor diferentiale ale propagarii loviturii de berbec au fost stabilite de catre:

a. Jukovski;
b. Lowy
c. Allievi

74. La o stație de pompare lovitura de berbec cea mai periculoasă este în condițiile :
   a. închiderea vanei de pe conducta de refulare
   b. oprirea accidentală a alimentării cu energiei electrică a stației de pompare
   c. deschiderea vanei de pe conducta de alimentare
75. La închiderea vanei, când viteza lichidului scade de la V_0 , viteza de regim permanent, la V viteza din conductă la închiderea parțială a vanei, suprapresiunea datorită loviturii de berbec este :
   a. $\Delta p = \rho C(V_0 - V)$
   b. $\Delta p = \rho C(V - V_0)$
   c. $\Delta p = \rho \dfrac{C(V_0 - V)}{g}$

76 La un generator hidraulic densitatea fluidului vehiculat:
   a. depinde de presiune
   b. este constant
   c. depinde de temperatura si presiune
77. O maşină hidraulică ce transformă energia mecanică în energie hidraulică este :
   a. turbină hidraulică
   b. transformator hidraulic
   c. generator hidraulic
78.Notând cu H_1 şi H_2 sarcinile hidrodinamice ale fluidului la intrare şi ieşire dintr-un generator, înălțimea de lucru H,este :
   a. $H = H_2 - H_1$
   b. $H = H_1 - H_2$
   c. $H = z_2 - z_1 + \dfrac{p_2 - p_1}{\rho g} + \dfrac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g}$
79. În rotorul unei pompe centrifuge :
   a. creşte numai energia cinetică a fluidului
   b. creşte atât energia cinetică, cât şi energia de presiune
   c. creşte energia de presiune a fluidului
80. Turația specifică a pompelor se determină cu relația :
   a. $n_s = \dfrac{n}{H}\sqrt{\dfrac{N}{\sqrt{H}}}$
   b. $n_s = \dfrac{n}{\sqrt{H}}\sqrt{\dfrac{N}{H}}$
   c. $n_s = \dfrac{n}{H}\sqrt{\dfrac{Q}{H}}$
81. Pompele tip Lotru, Cerna şi Criş sunt :
   a. pompe multietajate
   b. pompe monoetajate
   c. pompe diagonale
82. În camera spirală şi în difuzorul pompelor are loc :
   a. transformarea energiei cinetice a lichidului în energie potențială
   b. transformarea energiei cinetice şi de presiune în energie potențială
   c. transformarea unei părți din energia cinetică în energie potențială
83. Labirinții de etanşare dintre rotor şi carcasă la o pompă centrifugă, au rolul :
   a. de a micşora împingerea axială asupra rotorului
   b. de a micşora pierderile de debit
   c. de a micşora pierderile mecanice

84.Părțile principale ale unei pompe multietajate sunt :

a. rotori, statori, canale de conducere şi cameră în spirală la ultimul etaj
b. rotori şi cameră în spirală la ultimul etaj
c. rotori, canale de conducere şi cameră în spirală la ultimul etaj

85. Ventilatoarele sunt generatoare care vehiculează gazele pentru presiuni totale:

a. $\Delta p_t < 2000$ mm col H_2O
b. $\Delta p_t < 1000$ mm col H_2O
c. $\Delta p_t < 500$ mm col H_2O

86. Un ventilator care realizează presiuni între (100...300)mm col H_2O, este:

a. ventilator de presiune joasă
b. ventilator de presiune medie
c. ventilator de presiune înaltă

87. Ecuația lui Bernoulli pentru mişcarea relativă aplicată generatoarelor hidraulice turbionare, este :

a. $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g}$

b. $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}$

c. $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}$

88. Notând cu V, viteza absolută şi cu u, viteza periferică , ecuația lui Bernoulliaplicată generatoarelor hidrodinamice turbionare, pentru mişcarea absolută în condițiile ideale a lui Euler, are forma :

a. $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} - H_{T_\infty}$

b. $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + H_{T_\infty}$

c. $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} - H_{T_\infty}$

89. Ecuațiile lui Euler pentru generatoare hidrodinamice turbionare în viteze
este :

a. $H_{T_\infty} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$

b. $H_{T_\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$

c. $H_{T_\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$

90.Pentru pompe şi ventilatoare axiale, ecuația lui Euler în viteze, este :

a. $H_{T_\infty} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$

b. $H_{T_\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$

c. $H_{T_\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$

91. Vitezele u, v, w, din triunghiurile de viteze corespunzătoare rotorului, au semnificațiile :
   a. u, viteză absolută ; v, viteză periferică; w, viteză relativă.
   b. u, viteză periferică; v, viteză absolută; w, viteză relativă,
   c. u, viteză relativă; v, viteză absolută; w, viteză periferică.

92. Valoarea maximă a înălțimii de pompare $H_{T\infty}$, corespunde unui :
   a. unghi $\alpha_1 > 90^0$
   b. unghi $\alpha_1 < 90^0$
   c. unghi $\alpha_1 = 90^0$

93. Componenta V_{zu} a vitezei absolute la ieşirea din rotorul pompei centrifuge are expresia :
   a. $V_{2u} = u_2 - \frac{v_{2m}}{F_g \beta_2}$
   b. $V_{2u} = w_2 \cos\alpha_2$
   a. $V_{2u} = V_2 \cos\alpha_2$

94. Pentru un rotor de pompă centrifugă care are lățimea paletei la ieşire b_2 = 20 mm, diametrul D_2= 200 mm şi viteza V_2 = 2m/s , debitul Q vehiculat este :
   a. 0,05 m^3/s
   b. 0,025 m^3/s
   c. 0,0125 m^3/s

95. În condițiile intrării normale într-un rotor de pompă centrifugă, pentru un fluid ideal, dependența : $H_{T\infty} = f(Q_{T\infty})$, în funcție de unghiul β_2, poate fi :
   a. liniară
   b. $H_{T\infty}$ = const
   c. o curbă oarecare

96. Constanta k din legea ariilor ($rV_u = k$) pentru camera spirală, are expresia :
   a. $k = \frac{g}{\varpi} H_T$ ω fiind viteza unghiulară a rotorului în rad/s
   b. $k = \frac{g}{\varpi} H_{T_\infty}$
   c. $k \cong 91 \frac{H_T}{n}$, n fiind turația rotorului, în rot/min.

97. Cunoscând puterea absorbită de un generator hidraulic N_a = 10 kw, puterea motorului de antrenare, N_{ma}, notându-se cu k =1,2 coeficientul de suprasarcină la pornire şi η_t =1, randamentul transmisiei dintre motor şi pompă, N_{ma} are valoarea :
   d. N_{ma}=24 kw
   e. N_{ma}=12 kw
   f. N_{ma}=36 kw

98. $NPSH_i$ pentru instalația hidraulică a unei pompe ce transportă debitul Q are valoarea de 2 m, iar $NPSH_p$ pentru pompă este 1,5 m.În aceste condiții pompa funcționează :
   a. fără cavitație
   b. cu cavitație
   c. cavitația apare într-un singur punct

99. Valoarea teoretică maximă a înălțimii de aspirație a unei pompe, pentru care presiunea atmosferică este de 1 bar, este :
   a. 10 m col H_2O
   b. 10,2 m col H_2O
   c. 9,8 m col H_2O

100. Un ventilator are debitul Q = 5 m^3/s, turația n = 1000 rot/min şi presiunea totală Δp_t =1000 N/m^2. Debitul Q' şi presiunea $\Delta p'_t$ la turația de n' = 1100 rot/min, vor fi :
   a. $\Delta p_t' = 1210 N/m^2$; $Q' = 5{,}5 m^3/s$
   b. $\Delta p_t' = 1100 N/m^2$; $Q' = 6{,}05 m^3/s$
   c. $\Delta p_t' = 1331 N/m^2$; $Q' = 5{,}5 m^3/s$