

ISPITIVANJE VIBRO-UDOBNOSTI MOBILNE PODIZNE RADNE PLATFORME

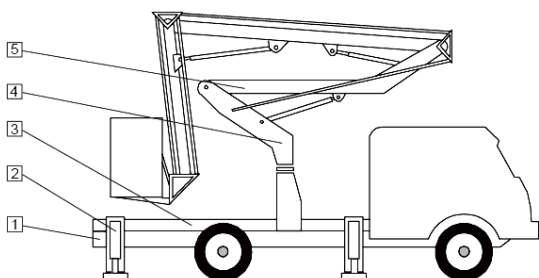
Mr Goran Radoičić
JKP "Mediana" Niš

U radu je prikazano eksperimentalno ispitivanje vibro-udobnosti mobilne podizne radne platforme. Dati su rezultati merenja napona i ubrzanja noseće strukture ovog uređaja u različitim režimima ispitivanja. Izvršena je analiza dobijenih rezultata sa aspekta uticaja na čoveka. Ispitivanje je izvedeno u realnim uslovima primenom induktivne i tenzometrijske metode merenja. U radu su prikazana i dva teorijska dinamička modela.

Ključne reči: podizna platforma, vibro-udobnost, stanje udobnosti, merna instalacija, dinamička analiza, radni dijagram.

UVOD

Hidraulične dizalice sa podiznom platformom se u skladu sa propisima Evropskog komiteta za standardizaciju nazivaju mobilnim podiznim radnim platformama (*MEWP – Mobile Elevating Work Platforms*). U daljem tekstu ovi uređaji će se skraćeno nazivati podiznim platformama.



Slika 1. Mobilna podizna radna platforma (1-šasija, 2-stabilizator, 3-pomoćna šasija, 4-obrtni stub, 5-višočlani manipulator sa korpom)

Podizne platforme danas imaju široku primenu u mnogim delatnostima, kao što su: distribucija elektro-energije, industrija, transport, građevinarstvo, održavanje komunalne infrastrukture, kao i vatrogasnim službama i vojnim jedinicama.

Podizne platforme su u osnovi dizalice, sa posebnim teretom i načinom prihvata tereta, i pripadaju grupi specijalnih vozila (sl.1).

Osnovna funkcija mobilne podizne radne platforme ili podizne platforme skraćeno, je transport ljudi (radnika) i neophodnog tereta do

određenog radnog položaja $M(x,y,z)$ – radne tačke u prostoru. Pod neophodnim teretom podrazumeva se potreban alat i materijal.

Postoje dva osnovna zahteva za primenu podiznih platformi. Prvi je tehničkog aspekta i odnosi se na ostvarivanje tražene radne visine. Drugi je sa aspekta bezbednosti ljudi (korisnika) u radnom okruženju i odnosi se na stabilnost i vibro-udobnost, imajući u vidu da je reč o radovima na visini.

Struktura podizne platforme se sastoji od sledećih podstrukture (ili podsistema):

- podstrukture voznog dela,
- podstrukture za definisanje radnog položaja (noseće strukture),
- podsistema za prenos snage,
- podsistema za prenos signala i komandi.

Noseća struktura treba da omogući podizanje opterećene radne platforme na zahtevanu radnu visinu, u skladu sa odgovarajućim radnim dijagramom, na potpuno bezbedan način.

DINAMIČKA ANALIZA NOSEĆE STRUKTURE PODIZNE PLATFORME

Dinamička analiza noseće strukture se zasniva na teoriji vibracija. Vibracije su pojava koja se javlja u procesu pomeranja-akcije nekog razmatranog sistema npr. transportnih uređaja, pa i u slučaju podiznih platformi. Vibracije se, u principu, mogu razmatrati na dva načina, kao vibracije kontinualnih sistema i vibracije diskretnih sistema. Kod kontinualnih sistema, telo se smatra kontinuumom koji ima beskonačno mnogo stepeni slobode. Diskretni sistemi podrazumevaju konačni broj stepeni

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_2)y_1 - c_2 y_2 &= 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - c_2 y_1 + c_2 y_2 &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

Rešenja sistema homogenih linearnih jednačina (9) mogu se napisati u obliku:

$$y_1 = a_1 \cos \omega t, y_2 = a_2 \cos \omega t \quad (10)$$

Diferenciranjem izraza (10) u dva koraka, dobija se:

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= -a_1 \omega \sin \omega t, \dot{y}_2 = -a_2 \omega \sin \omega t \\ \ddot{y}_1 &= -a_1 \omega^2 \cos \omega t, \ddot{y}_2 = -a_2 \omega^2 \cos \omega t \end{aligned} \quad (11)$$

Zamenom izraza (11) u sistemu jednačina (9) dobija se:

$$\begin{aligned} -m_1 \omega^2 a_1 + (c_1 + c_2)a_1 - c_2 a_2 &= 0 \\ -m_2 \omega^2 a_2 - c_2 a_1 + c_2 a_2 &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

nakon čega se može napisati frekventna jednačina po nepoznatim koeficijentima frekventnog polinoma a_i :

$$\begin{vmatrix} c_1 + c_2 - m_1 \omega^2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 - m_2 \omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (13)$$

odnosno:

$$(c_2 - m_2 \omega^2)(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) - c_2^2 = 0 \quad (14)$$

odakle sledi:

$$\omega^4 - \left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} + \frac{c_2}{m_1} \right) \omega^2 + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} = 0 \quad (15)$$

Uvodeći oznake:

$$h_1 = \frac{c_1}{m_1}, h_2 = \frac{c_2}{m_2}, h_3 = \frac{c_2}{m_1} \quad (16)$$

dobija se karakteristična jednačina u konačnom obliku:

$$\omega^4 - (h_1 + h_2 + h_3)\omega^2 + h_1 h_2 = 0 \quad (17)$$

sa rešenjima:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{h_1 + h_2 + h_3}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{h_1 + h_2 + h_3}{2} \right)^2 - h_1 h_2} \quad (18)$$

odnosno kružnim frekvencijama diskretnog sistema sa slike 2:

$$\omega_1^2 = \frac{h_1 + h_2 + h_3}{2} - \sqrt{\left(\frac{h_1 + h_2 + h_3}{2} \right)^2 - h_1 h_2} \quad (19)$$

$$\omega_2^2 = \frac{h_1 + h_2 + h_3}{2} + \sqrt{\left(\frac{h_1 + h_2 + h_3}{2} \right)^2 - h_1 h_2}$$

Sopstveni oblici oscilovanja, odnosno tonovi vibracija, se na osnovu izraza:

$$(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2)a_1 - c_2 a_2 = 0 \quad (20)$$

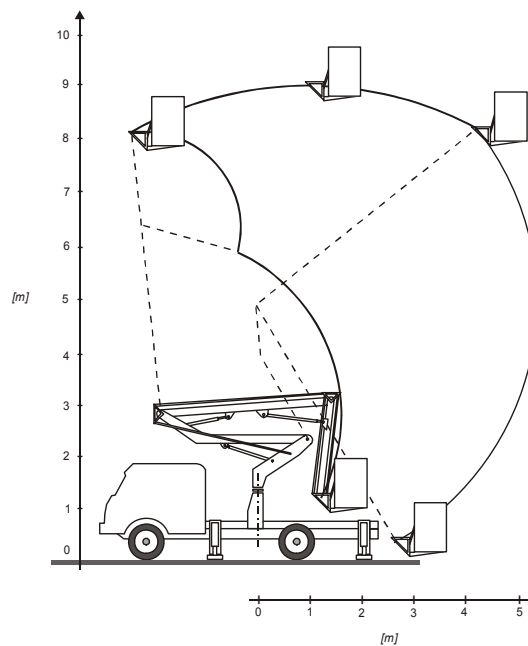
obzirom na izračunato ω_1 i ω_2 , mogu napisati kao:

$$\begin{aligned} \frac{a_{2(\omega_1)}}{a_{1(\omega_1)}} &= \frac{c_1 + c_2 - m_1 \omega_1^2}{c_2} \quad \text{ton-1} \\ \frac{a_{2(\omega_2)}}{a_{1(\omega_2)}} &= \frac{c_1 + c_2 - m_1 \omega_2^2}{c_2} \quad \text{ton-2} \end{aligned} \quad (21)$$

EKVIVALENTNI SISTEM SA TRI STEPENA SLOBODE

Posebni slučajevima mogu se smatrati položaji manipulatora kojima se omogućuje najveća radna visina i najveći horizontalni dohvat.

Sa radnog dijagrama podizne platforme na slici 3, mogu se uočiti posebni slučajevi položaja manipulatora.



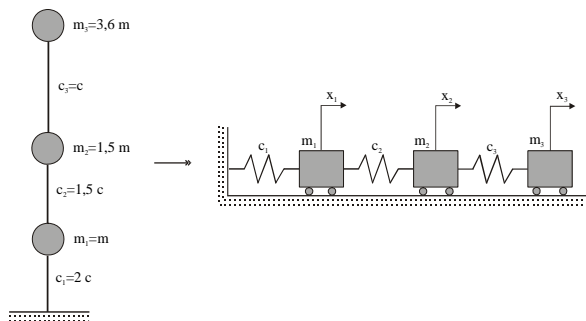
Slika 3. Radni dijagram podizne platforme, modela Riko RP10

Kako je maksimalna radna visina važan parametar za ocenu tehničkog rešenja, a ostvaruje se približno vertikalnim položajem strele, to se može smatrati da je ovaj položaj

zglobno-polužne strele čest slučaj u eksploataciji uređaja. Smatra se da je dejstvom hidrauličnih cilindara svaki od segmenata strele zauzeo svoj konačni položaj. Ovaj položaj je približno vertikaln i predstavlja radni položaj u vremenu trajanja radnih operacija na fiksiranoj najvećoj visini. Za ovakav položaj strele karakteristične su horizontalne vibracije.

Horizontalne vibracije skeletne konstrukcije podizne platforme nastaju usled dejstva horizontalnih sila na konstrukciju. Horizontalnim silama možemo smatrati: sile vetra, sile od pomeranja tereta u korpi, sile poremećaja izazvane naglim otkazom uređaja za oslanjanje itd.

Na slici 4 prikazan je ekvivalentni model podizne platforme sa tri stepena slobode, za izračunavanje horizontalnih vibracija. Modeliranje univerzalnog modela sa slike izvršeno je u skladu sa preporukama [1].



Slika 4. Ekvivalentni model podizne platforme u položaju maksimalne radne visine, sa tri stepena slobode

Model sa tri stepena slobode (sl.4.) sastoji se od tri mase, koncentrisane u tačkama uzajamne veze elemenata i krajnjoj tački konstrukcije (korpi). Mase predstavljaju: m_1 – masu stuba, m_2 – masu prvog segmenta strele, m_3 – masu drugog i trećeg segmenta strele, korpe i tereta.

Odnosno:

$$\begin{aligned} m_1 &= m_{St} = m \\ m_2 &= m_{S1} = 1,5 \cdot m \\ m_3 &= m_{S2} + m_{S3} + m_K + m_Q = 3,6 \cdot m \end{aligned} \quad (22)$$

Model, pored masa, sadrži i tri opruge krutosti c_i ($i=1,2,3$).

Iz razloga uprošćenja sistema ustanovljena je sledeća zavisnost krutosti elemenata:

$$c_1 = 2 \cdot c; \quad c_2 = 1,5 \cdot c; \quad c_3 = c \quad (23)$$

Izračunavanje sopstvenih frekvencija horizontalnih vibracija koncentrisanih masa m_i ($i=1,2,3$) vrši se sledećim postupkom.

Kinetička energija diskretnog sistema sa sl.4, izračunava se pomoću jednačina:

$$E_K = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 \quad (24)$$

$$2E_K = m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2$$

Zamenom izraza (22), koji uvode zajedničku vrednost m , u izrazu (24), dobija se:

$$2E_K = m \dot{x}_1^2 + 1,5 m \dot{x}_2^2 + 3,6 m \dot{x}_3^2 \quad (25)$$

na osnovu čega se može napisati matrica masa:

$$A = m \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1,5 & 0 \\ 0 & 0 & 3,6 \end{bmatrix} \quad (26)$$

Potencijalna energija sistema jednaka je:

$$E_P = \frac{1}{2} c_1 x_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2} c_3 (x_2 - x_3)^2 \quad (27)$$

$$2E_P = c_1 x_1^2 + c_2 (x_1 - x_2)^2 + c_3 (x_2 - x_3)^2$$

Zamenom izraza (23), koji uvode zajedničku vrednost c , u izrazu (27), dobija se:

$$2E_P = 2c x_1^2 + 1,5c (x_1 - x_2)^2 + c (x_2 - x_3)^2 \quad (28)$$

odnosno, posle sređivanja:

$$2E_P = 3,5c x_1^2 + 2,5c x_2^2 + c x_3^2 - 3c x_1 x_2 - 2c x_2 x_3 \quad (29)$$

na osnovu čega se može napisati matrica krutosti sistema:

$$C = c \cdot \begin{bmatrix} 3,5 & -1,5 & 0 \\ -1,5 & 2,5 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (30)$$

Frekventna jednačina ima oblik:

$$F(\omega^2) = |C - \omega^2 A| = 0 \quad (31)$$

odnosno:

$$F(\omega^2) = \left| \overline{C} - \frac{m}{c} \omega^2 \overline{A} \right| = 0; \quad \frac{m}{c} \omega^2 = \lambda$$

$$F(\lambda) = \begin{vmatrix} 3,5 - \lambda & -1,5 & 0 \\ -1,5 & 2,5 - 1,5\lambda & -1 \\ 0 & -1 & 1 - 3,6\lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (32)$$

ili u razvijenom obliku:

$$\lambda^3 - 5,44\lambda^2 + 5,58\lambda - 0,56 = 0 \quad (33)$$

odakle se, rešavanjem po nepoznatoj λ , dobijaju vrednosti:

$$\lambda_i (i = 1,2,3) \Rightarrow \omega^2 = \lambda \frac{c}{m} \quad (34)$$

$$\omega_i^2 = \lambda_i \frac{c}{m}; \quad (i = 1,2,3)$$

Na osnovu dobijenih vrednosti λ , mogu se napisati sledeći odnosi amplituda vibracija:

$$\frac{A_1^{(i)}}{K_{31}^{(i)}} = \frac{A_2^{(i)}}{K_{32}^{(i)}} = \frac{A_3^{(i)}}{K_{33}^{(i)}} = C_i \quad (i = 1,2,3) \quad (35)$$

$$\frac{A_1^{(i)}}{1,5} = \frac{A_2^{(i)}}{3,5 - \lambda_i} = \frac{A_3^{(i)}}{6,5 - 7,75\lambda_i + 1,5\lambda_i^2} = C_i$$

odakle se mogu napisati sopstveni amplitudni vektori:

$$\{r_i\} = \left\{ \begin{array}{c} 1,5 \\ 3,5 - \lambda_i \\ 6,5 - 7,75\lambda_i + 1,5\lambda_i^2 \end{array} \right\} \quad (36)$$

Matrica sopstvenih amplitudnih vektora je:

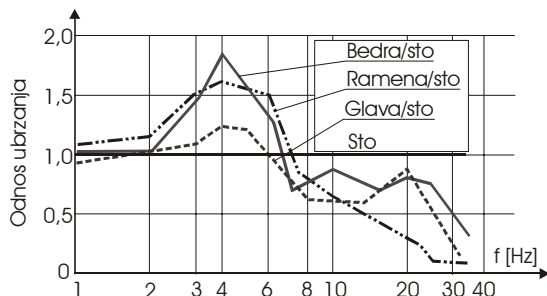
$$R = [\{r_1\}, \{r_2\}, \{r_3\}] \quad (37)$$

Na bazi dobijenih izraza formiraju se oblici oscilovanja diskretnog sistema sa tri koncentrisane mase (sl.4), kao i zakoni kretanja tačaka dinamičkog modela u kojima su koncentrisane odgovarajuće mase.

EKSPERIMENTALNO ISPITIVANJE VIBRO-UDOBNOSTI

Osnovni parametri oscilatorne ili vibroudobnosti su: učestanost, maksimalno ubrzanje, pravac i smer oscilovanja.

Glavno rezonantno mesto čoveka, kao elementa oscilatornog sistema, nalazi se u intervalu učestanosti između 4 i 5 Hz [2].



Slika 5. Prenosna funkcija vertikalnih ubrzanja delova tela čoveka u stojećem stavu u odnosu na oscilatorni sto (prema Dieckmann-u) [2]

Čovek – izvršilac, dok radi u korpi podizne platforme, izložen je dejstvu translatornih i ugaonih vibracija. Translatorske vibracije prisutne su u sva tri pravca: gore - dole, napred – nazad, desno – levo. Ugaone vibracije se manifestuju oko sve tri prostorne ose.

Čovek – izvršilac, u korpi podizne platforme, različito opaža sve pomenute vibracije. Vibracije sa različitim smerovima i ubrzanjima pri različitim učestanostima, čovek opaža različitim nivoima osetljivosti. Pojedini delovi tela različito osciluju u stojećem stavu u zavisnosti od učestanosti (sl.5).

Podizne platforme su uređaji kod kojih dinamičko ponašanje ne zavisi od uslova puta. Karakteristike puta koje mogu dovesti do pojave dinamičke nestabilnosti, kao što je to slučaj sa motornim vozilima u periodu kretanja, ovde su isključene jer je uslov za funkcionisanje uređaja, njegova prethodna fiksiranost u smislu zauzimanja položaja za ostvarivanje osnovne radne funkcije.

Dinamička nestabilnost može biti očekivana samo u ekstremnim režimima tj. režimima koji nisu bliski regularnim.

Rad sa podiznom platformom, često je od strane rukovalaca, okvalifikovan kao "rad koji je opasan zbog pojave značajnih amplituda njihanja". Ovakva kvalifikacija ističe značaj vibro-udobnosti kao kriterijuma za ocenu tehničkog rešenja.

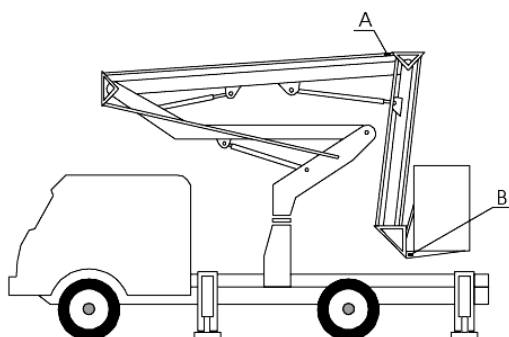
Eksperimentalno ispitivanje vibro-udobnosti izvršeno je na modelu podizne platforme "Riko RP10" (radni dijagram na sl.3), čije su tehničke karakteristike:

- međuosovinsko rastojanje: 3 m
- razmak prednjih točkova: 1,54 m
- razmak zadnjih točkova: 1,48 m
- raspon stabilizatora (radni položaj): 3,4m
- visina dizanja strele: 9,25 m
- max. horizontalni dohvat strele: 5,5 m
- nazivna nosivost (na max dohvat): 280daN
- radno područje: (0 – 360)^o
- ukupna masa (vozilo+nadgradnja): 4.420 kg.

Prilikom ispitivanja podizna platforma se nalazila u horizontalnom položaju, oslonjena na ravnoj, tipičnoj podlozi, presvučenoj tankim asfaltnim slojem. Položaj podstrukture voznog dela platforme je bio fiksiran primenom

stabilizatora. To podrazumeva da je podizna platforma bila stabilna u početnom položaju manipulatora, jer se stabilizatori smatraju ispravnim i krutim, nedeformabilnim članovima.

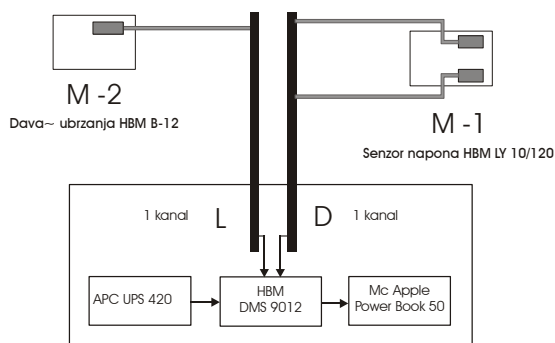
Prethodna ispitivanja su se odnosila na statičku stabilnost i funkcionalnu ispravnost. Ona su dala pozitivne rezultate, i usmerila dalje dinamičko ispitivanje ka ekstremnim stanjima. Ekstremna stanja su: maksimalne radne brzine, udarna stanja, udari u krajnjim položajima kao i nagle promene pravca kretanja.



Slika 6. Položaj senzora: A-senzor napona, B-senzor ubrzanja

Posmatranje toka promene vibracija i dinamičkih udara moguće je izborom metoda merenja, tačnije merenjem induktivnom i tenzometrijskom metodom.

U procesu merenja primenjena je sledeća merna oprema: dva senzora vibracija, merni pojačivač i oprema za akviziciju podataka.



Slika 7. Shema merne instalacije

Dinamički merni sistem za tenzometrijsko ispitivanje sastoji se od:

- merne stanice HBM-DMS 9012
- računara McApple PB 520 c
- softverskog paketa za akviziciju i obradu signala BEAM R 3.1.

U okviru merne stanice HBM-DMS 9012, kao senzor je korišćena merna traka HBM LY

10/120, čija merna dužina iznosi 10 mm, kao i davač ubrzanja HBM B-12. Elektro veze su izvedene primenom trakastih kablova preseka $1,5 \text{ mm}^2$, dužine 5 m. Položaj senzora prikazan je na sl.6, a šema merne instalacije na sl.7.

Funkcionalno dinamičko ispitivanje izvršeno je sa probnim teretom koji je za 10% veći u odnosu na nazivnu nosivost podizne platforme. Probni teret, sa kojim je izvršeno ispitivanje, iznosi 310 kg.

Dinamičko ispitivanje je izvršeno sa probnim teretom nazivne nosivosti, izvođenjem svih pokreta platforme.

Vozilo sa nadgradnjom je pri ispitivanju zadržalo stabilnost. Pregled režima ispitivanja dat je u tabeli 1.

Tabela 1. Pregled režima ispitivanja podizne platforme "Riko RP10"

	Ispitivanje br.1	Ispitivanje br.2	Ispitivanje br.3
Ispitno opterećenje Q (kg)	280	310	310
Dohvat R (m)	5,5	5,5	1,5
Visina dizanja h (m)	4,5	4,5	9,25
Ugao strele	VI	VI	IV
Pravac strele prema vozilu	90°	180°/90°	180°/90°
Stanje stabilnosti	Stabilno	Stabilno	Stabilno

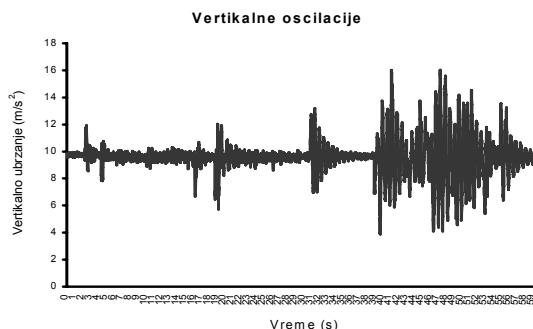
Funkcionalna ispitivanja sa prisustvom tereta u korpi uređaja, praćena su značajnim inercijalnim efektima. Ovo je uslovilo da se dalja dinamička ispitivanja sa očekivano većim oscilatornim karakteristikama, izvode bez tereta.

Ekperimentalno ispitivanje je izvršeno kroz tri karakteristična režima:

- pobuda sopstvenih oscilacija noseće konstrukcije korpe usled nagle promene visine;
- pobuda bočnih vibracija koje su iza-zvane okretanjem manipulatora oko vertikalne ose;

- pobuda izazvana udarom korpe o platformu šasije vozila (proces spuštanja korpe).

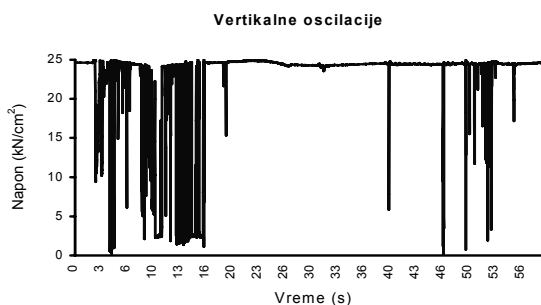
Rezultati ispitivanja prikazani su grafički u vidu dijagrama, koji predstavljaju hronološke zapise procesa. Za tri prethodno zadata karakteristična režima, prikazani su rezultati merenja vertikalnih i bočnih ubrzanja kao i naponi koji se javljaju u zategi za paralelno vođenje.



Slika 8. Ubrzanja noseće konstrukcije korpe izazvana naglom promenom visine

U slučaju nagle promene visine korpe podizne platforme, u opsegu prve 2/3 ekspozicije, javljaju se apsolutna ekstremna ubrzanja koja iznose 6 m/s^2 (dijagram sa sl.8). Za poslednju trećinu ekspozicije karakteristična su apsolutna ekstremna ubrzanja koja iznose 12 m/s^2 . Treba istaći da u ovom slučaju nije tražena "nula" ubrzanja. Dužina ekspozicije u merenju iznosila je 60 sec.

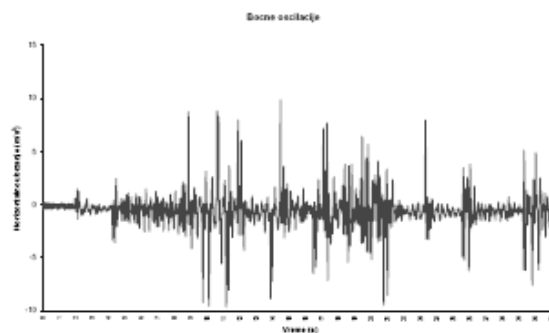
Merenje napona je izvršeno na mernom mestu A (sl.6) prelazne geometrije najdužeg člana mehanizma za paralelno vođenje korpe.



Slika 9. Napreznja noseće konstrukcije pri nagloj promeni visine korpe

Maksimalna apsolutna napreznja u slučaju vertikalnih oscilacija konstrukcije korpe (sl.9) iznose 25 kN/cm^2 , uz napomenu da je merenje napreznja izvršeno bez prethodnog utvrđivanja "nule" napona. Promena napona, od

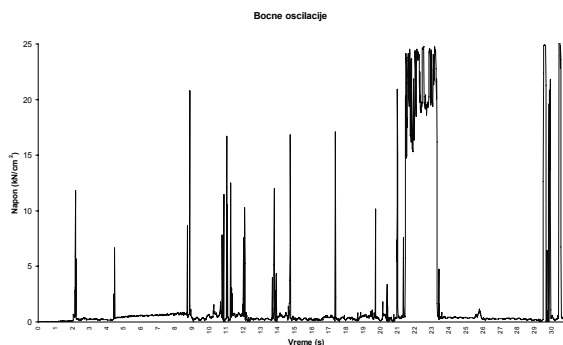
minimalne do maksimalne vrednosti, znatno je izraženija u prvoj trećini ekspozicije. U središnjem delu ekspozicije naponi poprimaju približno jednake (male) vrednosti. Za poslednju trećinu ekspozicije karakteristična je znatno manja gustina promene napona, u odnosu na prvu trećinu ekspozicije. Dužina ekspozicije u merenju iznosila je 60 sec.



Slika 10. Ubrzanja izazvana pobudom bočnih vibracija

Prilikom okretanja manipulatora oko vertikalne ose javljaju se bočne vibracije. Merenje ubrzanja izvršeno je na mernom mestu B (sl.6).

Maksimalno apsolutno ubrzanje izmereno u ovom režimu iznosi 10 m/s^2 i javlja se na polovini ekspozicije, nakon 15 sec (sl.10).



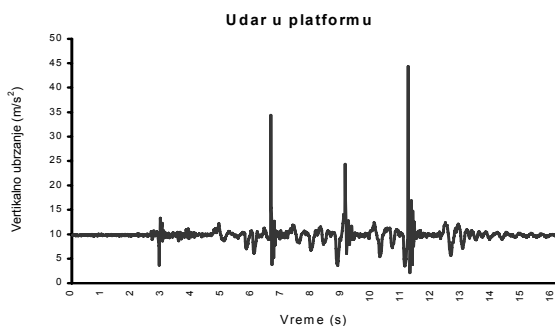
Slika 11. Napreznje konstrukcije pod dejstvom bočnih vibracija

Pod uticajem bočnih vibracija, konstrukcija se napreže, pa su merenjem na mernom mestu A (sl.6) utvrđene vrednosti napona. Maksimalno izmeren napon iznosi 25 kN/cm^2 i karakterističan je za kraj ekspozicije, posle 30 sec, što predstavlja prilično veliku vrednost (sl.11).

Karakterističan režim je kada u procesu spuštanja korpe dođe do otkaza odgovornih elemenata konstrukcije, pa korpa nekontrolisano udari o šasiju vozila (donju platformu). Otkaz uređaja može da se dogodi u slučajevima:

- neispravnosti pogonskih elemenata;
- neispravnosti komandnih i regulacionih elemenata;
- savijanja tj. loma konstrukcije strele ili elemenata sistema za paralelno vođenje.

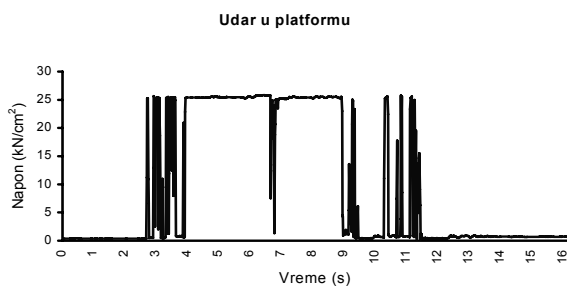
Eksperimentalnim ispitivanjem, u okviru ovog režima, dobijene su ekstremne vrednosti vertikalnih ubrzanja, i one iznose 45 m/s^2 (sl.12). Dužina trajanja ekspozicije je 16 sec.



Slika 12. Vertikalna ubrzanja izazvana udarom korpe o platformu šasije vozila

Sledi reprezentacija napona u režimu pobude izazvane udarom korpe o šasiju vozila (sl.13).

Ekstremne vrednosti napona u ovom režimu iznose 25 kN/cm^2 . Vreme trajanja ovog merenja, kao i kod ispitivanja vertikalnih ubrzanja, iznosi 16 sec.



Slika 13. Naprezanja konstrukcije pri udaru korpe o platformu šasije vozila

Ubrzanja dobijena merenjem se nalaze u granicama prihvatljivih režima rada, a ispod ubrzanja definisanih standardom ISO/DIN 5349. Standardom se ograničava vreme ekspozicije u funkciji ubrzanja vibracija u opsegu od 8 Hz do 1 kHz. Prema graničnim kriterijumima ovog standarda, dobijena prosečna ubrzanja od 12 m/s^2 i frekvencije od 4 Hz, nalaze se na početku trećeg oktavnog pojasa (koordinatni početak dijagrama).

Zaključak je karakterističan za ekstremne režime koji podrazumevaju prisutnost određenih neregularnosti u radu. Pri neregularnom radu može doći do pojave udara, koji izazivaju maksimalna ubrzanja.

U slučaju pojave ekstremnih uticaja (udari), vibro-udobnost noseće strukture podizne platforme može biti značajno ugrožena, pa i vrlo nepovoljna.

Analizom naponskog stanja mogu se utvrditi nešto izraženiji naponi u zategi mehanizma za paralelno vođenje. Dobijeni rezultati napona ne pokazuju apsolutne napone već samo promenu napona. Ovo je iz razloga što nula napona nije istraživana. Tačnije, nije traženo stanje rasterećenja. Nešto izraženiji naponi mogu se objasniti i izborom merne lokacije. Naime, merni senzor je postavljen u predelu prelazne geometrije, iz okrugle u pljosnatu. Naponi su takvi da ističu značaj potrebe potpune ispravnosti elemenata zglobne veze, između kinematskih parova sistema zatega, u okviru mehanizma za promenu visine i dohvata.

SMERNICE ZA PROCENU UTICAJA VIBRACIJA NA ČOVEKA

Obzirom na smernice definisane standardom ISO 2631-1, može se proceniti uticaj vibracija na udobnost. Standard ISO 2631-1 sadrži tabelu ocene udobnosti na osnovu uticaja vibracija (tabela 2).

Tabela 2. Smernice za određivanje uticaja vibracija na udobnost

Efektivno ubrzanje (m/s^2)	Stanje udobnosti
0÷0,315	Udobno
0,315÷0,63	Pomalo neudobno
0,5÷1	Osetno neudobno
0,8÷1,6	Neudobno
1,25÷2,5	Veoma neudobno
>2	Izuzetno neudobno

Prema tabeli 2, a na osnovu standarda ISO 2631-1, izmerena maksimalna radna ubrzanja od 10 m/s^2 , ne zadovoljavaju uslove udobnosti, čak pripadaju kategoriji ubrzanja koja su karakteristična za izuzetno neudobna stanja.

S druge strane, standard definiše smernice, kao približne pokazatelje uticaja vibracija na udobnost putnika, učesnika u transportu, ili bolje, sredstvima javnog transporta. Pod ovim uslovima, udobnost svakako ima viši nivo kvaliteta, odnosno rigorozniju ocenu, što kod primene podizne platforme nije slučaj. Svakako da

vibracije istog intenziteta, ne mogu imati jednak efekat na udobnost u različitim situacijama u kojima se čovek nalazi. Situacije koje obuhvata standard, zahtevnije su sa aspekta udobnosti, od onih koje možemo imati prilikom radnog angažovanja čoveka u korpi podizne platforme. Standardne situacije su više statične, tj. Čovekovo telo je aktivno u manjem procentu. Čovek koji se nalazi u korpi podizne platforme, smatra se izuzetno aktivnim, jer veći deo njegovog tela obavlja radnu funkciju. Osim intenziteta vibracija, na udobnost utiče i niz drugih faktora, pa pokazatelje iz tabele 2 ne treba smatrati apsolutnim.

Merenjem dobijena ekstremna ubrzanja su vrlo velika (45 m/s^2), ali su posledica onih režima koji ne smeju biti prisutni u normalnoj eksploataciji ovakvih uređaja.

Standard ISO 2631-1 daje predlog smernica Evropske zajednice za određivanje uticaja vibracija na čovekovo zdravlje, prema kome su od 18.01.2000. definisane granične vrednosti efektivnih ubrzanja, kojima je čovekov organizam izložen u toku rada. Reč je o sledećim vrednostima ubrzanja:

- *Exposure action value (e.a.v.)* – maksimalna vrednost efektivnog ubrzanja spektra vibracija, kojem čovekov organizam može biti izložen, u određenom vremenskom intervalu, bez preduzimanja zaštitnih mera:

$$a_w = 0,7 \text{ m/s}^2 \quad (38)$$

- *Exposure limit value (e.l.v.)* – maksimalna vrednost efektivnog ubrzanja spektra vibracija, kojem ljudski organizam sme biti izložen, u određenom vremenskom intervalu, bez rizika po zdravlje:

$$a_w = 1,3 \text{ m/s}^2 \quad (39)$$

- *Exposure limit value (e.l.v.)* – u slučaju kratkotrajne izloženosti:

$$a_w = 1,8 \text{ m/s}^2 \quad (40)$$

Vrednosti faktora udara (udarnog koeficijenta) usled nagle promene visine korpe, kao jednog od čestih režima rada, izračunava se na osnovu izraza:

$$v = a_{\max} / a_{i,\max} \quad (41)$$

gde su: $a_{\max} = 12 \text{ m/s}^2$ – maksimalna vrednost ubrzanja izmerena u režimu nagle promene visine korpe; $a_{i,\max} = 10 \text{ m/s}^2$ – efektivno ubrzanje trećinsko-oktavnog frekventnog opsega, u

kome se nalazi perioda sa maksimalno registrovanom vrednošću ubrzanja; $v = 1,2$ – faktor udara.

Standard ISO 266 definiše veličine standardnih frekvencija, koje odgovaraju standardnim brojevima reda R10. Prema ovom standardu, frekventni opsezi odgovaraju jednoj trećini oktave.

Jedna puna oktava frekventnog opsega $[f_d, f_g]$ se definiše odnosom:

$$f_g / f_d = 2 \quad (42)$$

gde su: f_d – donja granična vrednost frekventnog opsega; f_g – gornja granična vrednost frekventnog opsega.

Frekventnom opsegu $[f_d, f_g]$ od jedne trećine oktave odgovara odnos:

$$f_g / f_d = 2^{(1/3)} \quad (43)$$

ZAKLJUČAK

Izmerene vibracije, u okviru postupka ispitivanja, nalaze se na početku trećeg oktavnog pojasa (4 Hz).

Prilikom ispitivanja nije došlo do izazivanja dinamičkih nestabilnosti. Funkcija stabilizatora nije ni u jednom trenutku izgubila svoju zakonitost.

Na osnovu izvršenog vibro-ispitivanja modela RP 10, mogu se doneti sledeći zaključci:

- nije došlo do trajnih deformacija i oštećenja noseće konstrukcije platforme;
- nije bilo kvarova ni otkaza pogonskih mehanizama podizne platforme;
- maksimalna radna ubrzanja kreću se u granicama $0 \div 10 \text{ m/s}^2$;
- ekstremna udarna ubrzanja iznose 45 m/s^2 i ne zadovoljavaju preporučene uslove udobnosti;
- promena napona u osetljivom veznom elementu kinematskog lanca kreće se u granicama $0 \div 25 \text{ kN/cm}^2$;
- stalno održavanje sistema, a naročito noseće strukture i elemenata veze kinematičkih parova obezbedilo bi očuvanje stabilnosti vozila u radnom položaju.

Eksperimentalno ispitivanje vibro-udobnosti izvršeno je sa ciljem utvrđivanja vrednosti

radnih i ekstremnih ubrzanja kao i naponskog stanja noseće strukture, jedne veoma eksploatisane mobilne mašine kakva je podizna platforma, i uticaja tih veličina na čoveka.

Za ispitivanje je izabrana mobilna podizna radna platforma čiji je radni vek dug nešto više od deset godina i koja je tipičan predstavnik po svojoj zglobno-polužnoj konstrukciji manipulatora.

Rezultati ispitivanja su, u daljem istraživanju, iskorišćeni kao jedan od kriterijuma za ocenu tehničkog rešenja.

LITERATURA

- 1/ Brčić, V., *Dinamika konstrukcija*, Građevinski fakultet u Beogradu, Beograd, 1978.
- 2/ Simić, D., *Dinamika motornih vozila*, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Beograd 1980.

EXPERIMENTAL TESTING OF VIBRO-COMFORT ON MOBILE ELEVATING WORK PLATFORM

In this paper is described an experimental testing of vibro-comfort on mobile elevating work platform. Measurement results of tensions and accelerations for carrying structure of this device in different testing regimes are presented. The analysis of this results is performed with standpoint of influence on people. This experimental testing is performed in real conditions with use inductive and tensometrical method of measurement. This paper presents two theoretical (dynamical) models.

Key words: elevating platform, vibro-comfort, condition of comfort, installation of measurement, dynamical analysis, diagram of work.

Power of Enthusiasm



SOLARIS



Solaris Bus & Coach Representative

Engage

Vatroslava Lisinskog 12a, 11000 Beograd

Tel: +381 11 2084529; +381 11 2088041; +381 11 2088042

Fax: +381 11 3291373