

## Dinamično odzivanje valjaste cevi na gibajoči se tlak

### The Dynamic Response of a Cylindrical Tube under the Action of a Moving Pressure

Bahador Saranjam<sup>1</sup> - Kambiz Bakhshandeh<sup>1</sup> - Mohammad-Hassan Kadivar<sup>2</sup>  
(<sup>1</sup>MUT University, Iran; <sup>2</sup>Shiraz University, Iran)

*V predstavljeni raziskavi smo z metodo končnih elementov preučili dinamično odzivanje valjastih cevi na notranji gibajoči se tlak, ki potuje s stalno hitrostjo. V prispevku predpostavljamo, da je debelina sten cevi povsod enaka in majhna v primerjavi s povprečnim polmerom cevi. Moč gibajočega se tlaka in hitrosti čela tlaka je stalna. Izračunali smo dinamično obnašanje različnih valjev z različnimi razmerji med dolžino in premerom. Glede na ugotovitve naše raziskave ima analiza dinamike bistven pomen za hitrost visokega tlaka. V naši raziskavi smo določili dve novi zasnovi: faktor radialne dinamične povečave in dolgi del. Pokazali smo, da sta vrednost in obnašanje faktorja radialne dinamične povečave odvisna od razmerja med dolžino in premerom ter ju lahko razdelimo na tri območja. V primeru dolgega valja lahko obnašanje faktorja radialne dinamične povečave razdelimo na podkritično, prehodno in nadkritično območje. Po izsledkih naše raziskave se faktor radialne dinamične povečave giblje med 1,8 in 2,55 in je odvisen od dolžine valjev. Za analizo končnih elementov smo uporabili računalniški program Msc/Nastran. © 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.*

**(Ključne besede: gibanje tlaka, analize končnih elementov, faktor radialne dinamične povečave, valjaste cevi)**

*In this study the dynamic response of cylindrical tubes subjected to an internal moving pressure, travelling at a constant velocity, has been investigated with the finite-element method. In this paper the tube's wall thickness is considered to be uniform throughout and small compared to the mean radius of the tube. The intensity of the moving pressure as well as the velocity of the front is constant. The dynamic behaviour of various cylinders with different length-to-diameter ratios is calculated. Based on this study, we believe a dynamic analysis is essential for a high pressure velocity. In this study, two new concepts are defined: the radial dynamic magnification factor and the long member. We show that the value and behaviour of the radial dynamic magnification factor are dependent on the length-to-diameter ratio and can be divided into two or three regions. For a long cylinder the behaviour of the radial dynamic magnification factor is divided into the under-critical, transition and overcritical regions. According to this study, the radial dynamic magnification factor changes from 1.8 to 2.55, depending on the length of the cylinders. The Msc/Nastran software package was used for the finite-element analysis.*

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: moving pressure, finite element analysis, dynamic magnification factor, cylindrical tube)**

#### 0 UVOD

Različne konstrukcije, od mostov do cest in cevovodov, so neprestano izpostavljene gibajočim se silam ali tlakom. Določanje dinamičnega učinka gibajočega se bremena na elastične konstrukcije, posebno na cevi, je zelo zapletena naloga. Vemo, da je dinamični učinek obremenitve na steno cevi velik, kadar se čelo tlaka z veliko hitrostjo giblje vzdolž cevi. Analiza mirovanja stene cevi je smiselna, kadar se čelo tlaka giblje z majhno hitrostjo. Za velike

#### 0 INTRODUCTION

Various structures, ranging from bridges and roads to pipes, are constantly acted upon by moving forces or pressures. Determining the dynamic effects of moving loads on elastic structures and, particularly, on pipes, is a very complicated problem. It is known that the dynamic effect of the stresses on the tube's wall is large when a pressure front with high velocity moves down a tube. A static analysis of the tube wall is valid when the pressure front moves with low velocity.

hitrosti pa analiza mirovanja ne zadošča in je treba izvesti analizo dinamike.

Problem sestavov, ki so izpostavljeni različnim obremenitvam, se pogosto pojavlja v sodobnem inženirstvu. Primeri takšnih struktur so: mostovi, žerjavi in letališke steze [1]. Večinoma so bili doslej ti sistemi pri uporabi tramov in plošč oblikovani z uporabo metod analize in približka ([2] do [4]). Nekaj avtorjev je sicer pripravilo podlage za izpeljavo dinamičnih enačb, ki bi veljale za splošna ogrodja, ki nosijo potujoča bremena, a so v praksi upoštevali le modele tramov ali plošč. Zato so nerešeni problem splošnih ogrodij, še posebej ogrodij iz valjastih plošč, ki so izpostavljeni gibajočemu se tlaku, spregledali, ali mu posvetili premalo pozornosti. Tang [5] je raziskoval dinamično odzivanje polzaprtje valjaste cevi, ki je izpostavljena notranjemu gibajočemu se tlaku. Tudi Faria [6] je z metodo končnih elementov analiziral tresenje lupine valja, na katerega deluje gibajoča se sila ali masa. Preučeval je učinek krivine valja. Opravljenih je bilo nekaj raziskav gibajočega se tlaka, še posebej za primer končnega valja.

V naši raziskavi smo preučili dinamično obnašanje različnih valjastih cevi, na katere deluje gibajoči se tlak. Predpostavili smo, da se čelo tlaka giblje s stalno hitrostjo vzporedno z osjo cevi, in da je moč tlaka povsod enaka. Upoštevali smo različne valje z različnimi razmerji med dolžino in premerom. Dinamično obnašanje vsakega valja smo izračunali za širok razpon mogočih hitrosti. Definirali smo dve novi zasnovi, faktor radialne dinamične povečave in dolgi del.

Faktor radialne dinamične povečave (FRDP) je razmerje med radialnim dinamičnim upogibom in radialnim statičnim upogibom. Izpeljali in primerjali smo faktorje radialne dinamične povečave za različna razmerja med dolžino in premerom. S faktorjem radialne dinamične povečave smo uvedli še eno zamisel, dolgi del. Tega smo definirali kot valj, pri katerem je dinamična povečava stalna glede na določen razpon hitrosti tlaka. Za analizo končnih elementov smo uporabili računalniški program Msc/Nastran.

## 1 POSTOPEK DOLOČITVE FAKTORJA RADIALNE DINAMIČNE POVEČAVE

Postopek, ki smo ga uporabili za določitev faktorja radialne dinamične povečave, je vključeval

However, for high velocities a static analysis is not enough and a dynamic analysis must be used.

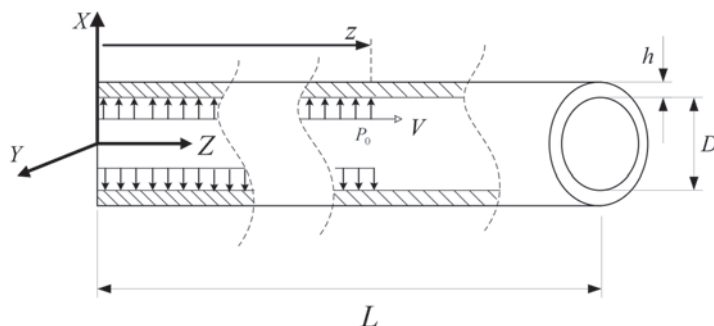
The problem of structures subjected to varying loads is often encountered in modern engineering. A few examples of such structures are bridges, overhead cranes and airport runways [1]. However, most studies to date have modelled these systems using analytical and approximate methods for the cases of beams or plates ([2] to [4]). A few authors have provided a basis for the derivation of the dynamic governing equations of general shells carrying moving loads but have, in practice, implemented beam or plate models only. Hence, the important problem of general shells, in particular cylindrical panels, subjected to a moving pressure has been overlooked or received little attention. Tang [5], investigated the dynamic response of a semi-finite cylindrical tube under an internal moving pressure. Also, Faria [6] analyzed the vibration of a cylinder's panel resulting from a moving force or mass using the finite-element method. The studies focused on the cylinder's curvature effect. There have been few studies on moving pressures in cylinders, especially for finite cylinders.

In this study, the dynamic behaviour of various cylindrical tubes under the action of a moving pressure is investigated. The pressure front is assumed to be moving with constant velocity, parallel to the axis of the tube, and the pressure intensity is assumed to be uniform. Various cylinders with different length-to-diameter ratios are considered. The dynamic behaviour of each cylinder is calculated for a wide range of speeds. Two new concepts are defined: the radial dynamic magnification factor and the long member.

The radial dynamic magnification factor (RDMF) is the ratio of the radial dynamic deflection to the radial static deflection. The radial dynamic magnification factor for various length-to-diameter ratios is extracted and compared. Also, with use of RDMF behaviour another concept is defined, i.e., the long member. The long member is defined as a cylinder for which the dynamic magnification has a constant behaviour in a part of the pressure speed range. The Msc/Nastran software package was used for the finite-element analysis.

## 1 PROCEDURE FOR DETERMINING THE RADIAL DYNAMIC MAGNIFICATION FACTOR

The procedure employed in this study consisted of determining the radial dynamic magnification



Sl. 1. Valj, izpostavljen gibajočemu se tlaku  
Fig. 1. Cylinder subjected to a moving pressure

metodo končnih elementov. Faktor radialne dinamične povečave smo izračunali za valj, ki je izpostavljen gibajočemu se tlaku (Sl. 1). Čelo tlaka se giblje od leve strani valja s stalno hitrostjo  $V$  in velikostjo  $P_0$ .

Faktor radialne dinamične povečave smo določili kot radialni dinamični upogib valja deljen z radialnim statičnim upogibom na sredini dolžine valja.

Pri naši raziskavi smo obravnavali različne valje s stalnim razmerjem med debelino in premerom ( $h/D$ ) in različne vrednosti razmerja med dolžino in premerom ( $L/D$ ). Dolžina valjev  $L$  se spreminja od  $L = D$  do  $L = 20D$ . Za vsak valj smo izračunali statični radialni upogib. Izračune smo izvedli za različne vrednosti razmerja med dolžino in premerom ( $L/D$ ) ter stalno razmerje med debelino stene in premerom ( $h/D = 0,05$ ).

Izračunali smo radialne dinamične upogibe valjev za različne hitrosti gibajočega se tlaka. Z delitvijo dinamičnih upogibov valjev z izračunanim statičnim upogibom dobimo FRDP za različne valje in za določen razpon hitrosti gibajočega se tlaka. Slika 2 prikazuje analizi algoritem, ki smo ga uporabili v raziskavi. V tem postopku smo upoštevali širok razpon hitrosti, da smo lahko prepoznali obnašanje faktorja FRDP za vsak valj posebej.

Izračun končnih elementov smo izvedli z računalniškim programom Msc/Nastran [7]. Izračun linearne elastičnosti prehoda smo izvedli za potrebe izračuna odziva sestava na gibajoči se tlak bremena. Pri vseh izračunih smo v smislu izotropne elastičnosti ravninske napetosti uporabili metodo končnih elementov s standardnim 8-vozljučnim izoparametričnim elementom s štirimi stranicami.

Za doseganje primerne gostote mreže, potrebne za izboljšanje natančnosti rezultatov, smo

factor using the finite-element (FE) method. The radial dynamic magnification factor is calculated for a cylinder subjected to a moving pressure (Figure 1). The pressure front begins to move from the left-hand side of cylinder with a constant speed  $V$  and magnitude  $P_0$ .

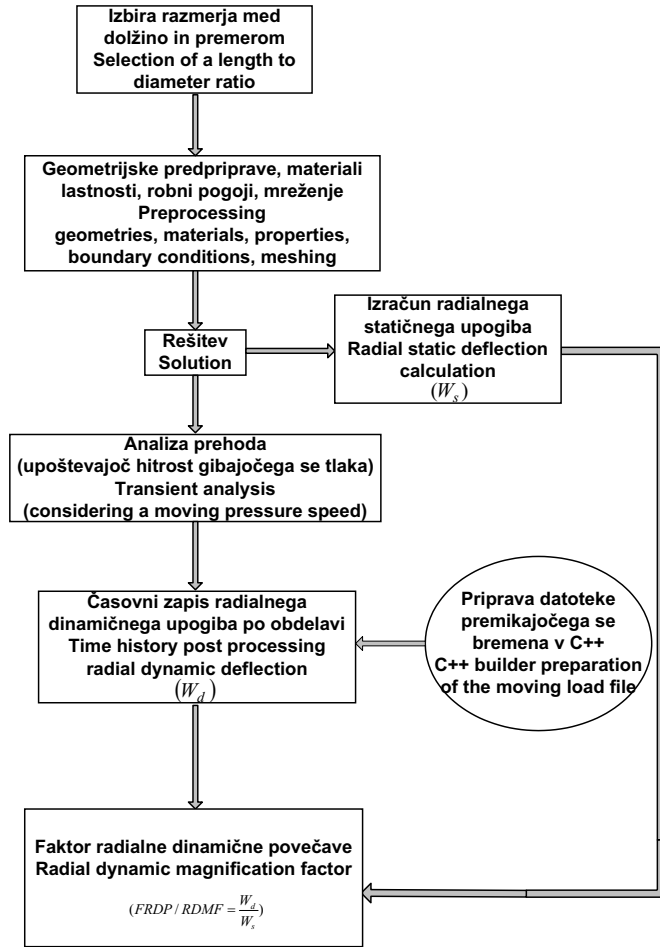
The radial dynamic magnification factor is defined as the radial dynamic deflection of the cylinder divided by the radial static deflection of the cylinder at mid-length.

In this study various cylinders with a constant thickness-to-diameter ratio ( $h/D$ ) and various values of the length-to-diameter ( $L/D$ ) ratio are considered. The length  $L$  of the cylinders changes from  $L = D$  to  $L = 20D$ . For each cylinder the static radial deflection is calculated. The computations were performed for different values of the length-to-diameter ( $L/D$ ) ratio and a constant thickness-to-diameter ratio ( $h/D = 0.05$ ).

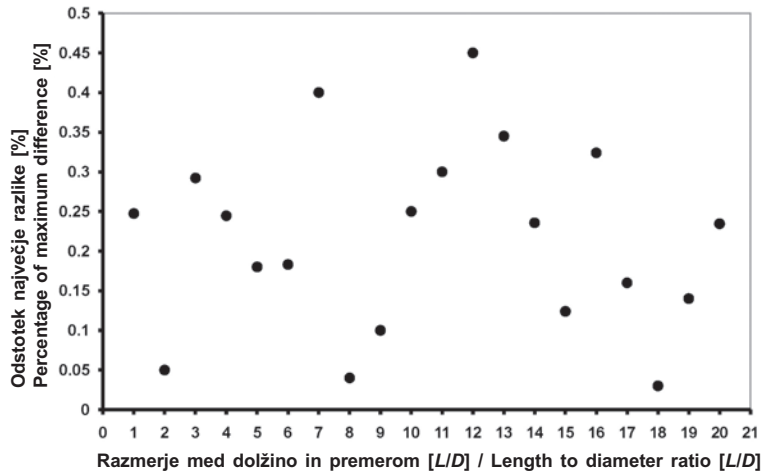
The radial dynamic deflections of the cylinders were calculated for various moving pressure speeds. With dividing these dynamic deflections by the calculated radial static deflection, the RDMF for various cylinders was obtained for a particular moving pressure speed range. The analysis algorithm that was used is shown in Figure 2. This procedure was performed for a wide range of velocities in order to investigate the RDMF behaviour of each cylinder.

The finite-element calculation was made with the Msc/Nastran software package [7]. A transient linear elastic calculation was carried out to calculate the structural response to a moving pressure load. The FE method with a standard 8-node quadrilateral iso-parametric element was used in the context of plane-stress isotropic elasticity for all the computations.

Various mesh densities in the longitudinal direction of each cylinder were used to achieve a suit-



Sl. 2. Analizni algoritem  
Fig. 2. Analysis algorithm



Sl. 3. Rezultati študije konvergence  
Fig. 3. Convergence study results

uporabili različne gostote mreže po dolžini vsakega valja. Zgoščevanje mreže smo ponavljali, dokler ni postala razlika med zaporednimi rezultati manjša od 0,5%. Slika 3 prikazuje končna odstopanja faktorjev dinamične povečave pri različnih razmerjih med dolžino in premerom.

Gostoto radialne mreže smo izbrali tako, da je razmerje med stranicami elementov približno 1. Slika 4 prikazuje tipični model končnih elementov, ki smo ga uporabili v naši raziskavi. Model vsebuje 27.662 vozlišč in 9.073 elementov, pri katerih je  $L/D = 1$  ter 304.254 vozlišč in 100.801 elementov, pri katerih je  $L/D = 20$ . Vsako vozlišče ima šest prostostnih stopenj.

Valji so preprosto podprti in jih lahko analiziramo z uporabo naslednjih robnih pogojev: Začetni pogoj:

$$w(z, 0) = \dot{w}(z, 0) = 0 \quad (1)$$

Robni pogoj:

Boundary condition:

$$\begin{aligned} w(0, t) = w(L, t) = 0 \\ M(0, t) = M(L, t) = 0 \end{aligned} \quad (2),$$

kjer sta:

$w(z, t)$  - radialni pomik v točki  $z$  in času  $t$ ,

$M(z, t)$  - upogibni moment v točki  $z$  in času  $t$ .

Najpomembnejši del simulacijske metode končnih elementov je oblikovanje oblike gibajočega se tlaka bremena in pogojev za njegovo delovanje. Prehodno breme smo prikazali z določitvijo tlaka v odvisnosti od časa v vsaki posamezni točki. Slika 5 prikazuje spreminjanje tlaka v točki  $z_r$ .

able mesh density to improve the accuracy of the results. Densifying the mesh was iteratively repeated until the difference between consecutive results became less than 0.5%. In Figure 3 the final discrepancy of the dynamic magnification factor for various length-to-diameter ratios is shown.

The radial mesh density was chosen so that elements' aspect ratios become about 1. Figure 4 shows a typical FE model used in this study. The FE model consists of 27,662 nodes and 9,073 elements for  $L/D = 1$  to 304,254 nodes and 100,801 elements for  $L/D = 20$ . Each node has six degrees of freedom.

The cylinders were simply supported and could be analyzed by employing the following boundary conditions:

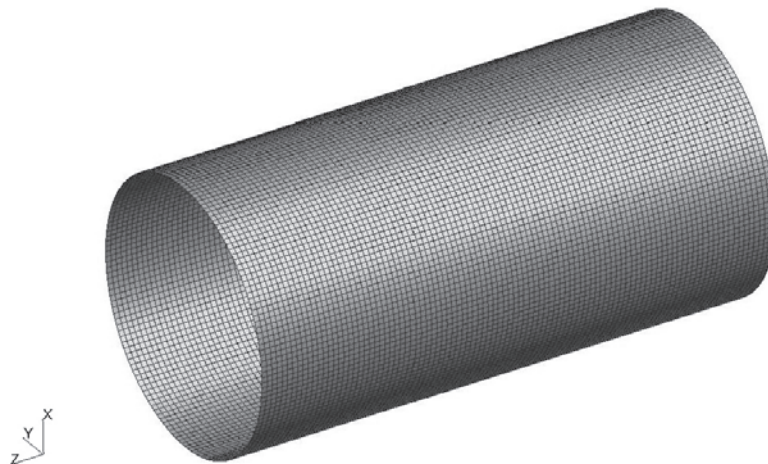
Initial condition:

where:

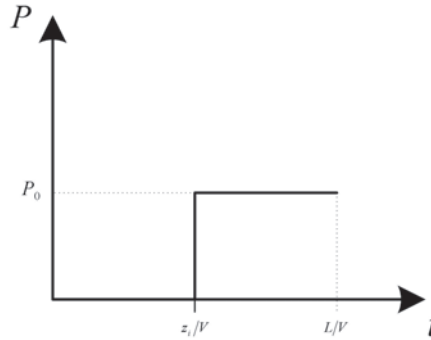
$w(z, t)$  - the radial displacement at point  $z$  and time  $t$ ,

$M(z, t)$  - the bending moment at point  $z$  and time  $t$ .

The most important part of the FE method simulation was the modelling and preconditioning of a moving pressure load with the required profile. Transient loading was represented by describing the pressure as a function of time at each point. Figure 5 shows the pressure history at point  $z_r$ .



Sl. 4. Model končnih elementov  
Fig. 4. Finite-element model



Sl. 5. Porazdelitev tlaka  
Fig. 5. Pressure distribution

Prikaz sprememb tlaka v vsaki točki valja je določen kot:

$$P(z,t) = P_0 u(t - z/V) \tag{3}$$

kjer so:

- $P_0$  - velikost tlaka,
- $u$  - skočna funkcija,
- $V$  - hitrost gibajočega se tlaka.

Ta tlak smo uporabili pri modelu končnih elementov s približno 1000 odseki v razdobju  $L/V$ , ki je enako trajanju vsake posamezne simulacije.

Metodo končnih elementov lahko uporabimo tudi za neenakomerni prerez trama [8]. Analizni algoritem, ki ga uporabimo v tem primeru, je podoben algoritmu iz slike 2. Kakor smo pokazali z našo študijo, ponuja metoda končnih elementov veliko natančnost, zato lahko to metodo uporabimo za izračun gibajočega se tlaka ali sile na različnih sestavih.

Za potrebe analize prehoda smo uporabili Newmarkovo metodo [7] in z njo izvedli integracijo po času, pri kateri so znani vsi parametri za  $t_n$ , hkrati pa lahko  $t_{n+1}$  izračunamo z uporabo naslednje enačbe gibanja:

$$\mathbf{M}\ddot{q}_{n+1} + \mathbf{C}\dot{q}_{n+1} + \mathbf{K}q_{n+1} = \mathbf{F}_{n+1}^{ext}, \tag{4}$$

kjer so:  $\mathbf{M}$  matrika mase,  $\mathbf{C}$  matrika dušenja,  $\mathbf{K}$  matrika togosti,  $\mathbf{F}_{n+1}^{ext}$  vektor zunanega bremena,  $\ddot{q}_{n+1}$  pospešek pri  $t_{n+1}$ ,  $\dot{q}_{n+1}$  hitrost pri  $t_{n+1}$  in  $q_{n+1}$  pomik pri  $t_{n+1}$ .

Ocene vrednosti za  $q_{n+1}$ ,  $\dot{q}_{n+1}$  in  $\ddot{q}_{n+1}$  podamo takole:

$$\begin{aligned} q_{n+1} &= q_n^* + \beta \ddot{q}_{n+1} \Delta t^2 \\ \dot{q}_{n+1} &= \dot{q}_n^* + \gamma \ddot{q}_{n+1} \Delta t \\ \ddot{q}_{n+1} &= \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_{n+1}^{residual} \end{aligned} \tag{5}$$

kjer je  $\Delta t$  časovna razlika,  $\gamma$  in  $\beta$  pa sta stalnici;  $q_n^*$ ,  $\dot{q}_n^*$ , matriko  $\mathbf{M}^*$  in vektor  $\mathbf{F}_{n+1}^{residual}$  izračunamo z naslednjimi enačbami:

This pressure history for each point of the cylinder was defined as:

where:

- $P_0$  - pressure magnitude
- $u$  - step function
- $V$  - travelling speed of the pressure

This pressure was applied to the finite-element model with about 1000 segments over a time period of  $L/V$ , equal to the duration of each simulation.

The FE method has also been used for a non-uniform cross-sectional beam [8]. The analysis algorithm used for this beam is similar to Figure 2. As shown in that study, the accuracy of the FE method is excellent, and so this method can be used for calculating a moving pressure or force in various structures.

For transient analysis the Newmark [7] method is used to integrate with respect to time; where all the parameters for  $t_n$  are known,  $t_{n+1}$  can be calculated using the following equation of motion:

where  $\mathbf{M}$  is the mass matrix,  $\mathbf{C}$  is the damping matrix,  $\mathbf{K}$  is the stiffness matrix,  $\mathbf{F}_{n+1}^{ext}$  is the external load vector,  $\ddot{q}_{n+1}$  is the acceleration at  $t_{n+1}$ ,  $\dot{q}_{n+1}$  is the velocity at  $t_{n+1}$  and  $q_{n+1}$  is the displacement at  $t_{n+1}$ .

The estimates of  $q_{n+1}$ ,  $\dot{q}_{n+1}$  and  $\ddot{q}_{n+1}$  are given by:

where  $\Delta t$  is the time step and  $\gamma$  and  $\beta$  are the constants. The  $q_n^*$ ,  $\dot{q}_n^*$ , matrix  $\mathbf{M}^*$  and vector  $\mathbf{F}_{n+1}^{residual}$  are calculated with these equations:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{F}_{n+1}^{residual} &= \mathbf{F}_{n+1}^{ext} - \mathbf{C}\dot{q}_n^* - \mathbf{K}q_n^* \\
 \mathbf{M}^* &= \mathbf{M} + \mathbf{C}\gamma\Delta t + \mathbf{K}\beta\Delta t^2 \\
 \dot{q}_n^* &= \dot{q}_n + (1-\gamma)\ddot{q}_n\Delta t \\
 q_n^* &= q_n + \dot{q}_n\Delta t + \frac{(1-2\beta)\ddot{q}_n\Delta t^2}{2}
 \end{aligned} \tag{6},$$

## 2 REZULTATI

Skupine valjev imajo premer  $D = 20$  mm, debelino  $h = 1$  mm, modul elastičnosti  $E = 210$  GPa, in gostoto  $\rho = 7800$  kg/m<sup>3</sup> (preglednica 1).

Preglednica 1. *Lastnosti materiala*  
Table 1. *Material Properties*

	Modul elastičnosti Elastic modulus	Poissonovo število Poisson's ratio	Gostota Density
	$E$	$\nu$	$\rho$
	GPa		kg/m <sup>3</sup>
jeklo steel	210	0,3	7800

Dolžina  $L$  valjev iz te skupine niha med  $L = D$  in  $L = 20D$ . Račune smo izvedli za različne vrednosti razmerja med dolžino in premerom ( $L/D$ ) in stalno razmerje med debelino in premerom ( $h/D = 0,05$ ).

Čelo tlaka se začne gibati na levi strani valja s stalno intenzivnostjo ( $P_0 = 445$  MPa). Na vsaki stopnji izračuna je hitrost čela tlaka stalna.

Sliki 6 in 7 prikazujeta spreminjanje radialnega dinamičnega upogiba na različnih točkah ( $W_d$ ) valja, deljenega z radialnim statičnim upogibom ( $W_s$ ) glede na lego gibajočega se tlaka. Analiza mirovanja valja je smiselna le takrat, ko se čelo tlaka giblje z majhno hitrostjo. V primeru velike hitrosti pa moramo uporabiti analizo dinamike. Glede na omenjena diagrama je največji radialni dinamični upogib pri majhni hitrosti tlaka blizu statičnemu upogibu (maksimalni faktor radialne dinamične povečave: Najv. FRDP $\approx 1,0$ ), toda ob zvečani hitrosti faktor dinamične povečave preseže statični upogib.

Kakor kažejo slike, se lega pojava Najv. FRDP spreminja s povečano hitrostjo tlaka in dolžino valja. Pri majhni hitrosti je njegova lega na levi strani valja, pri povečani hitrosti tlaka pa se ta lega premakne proti desni strani valja. Kakor kaže slika 6, je pri hitrosti 5 m/s faktor pri dolžini 0,1 (0,1L), pri hitrosti 80 m/s pa se, v primeru  $L/D = 3$ , premakne na levo

## 2 RESULTS

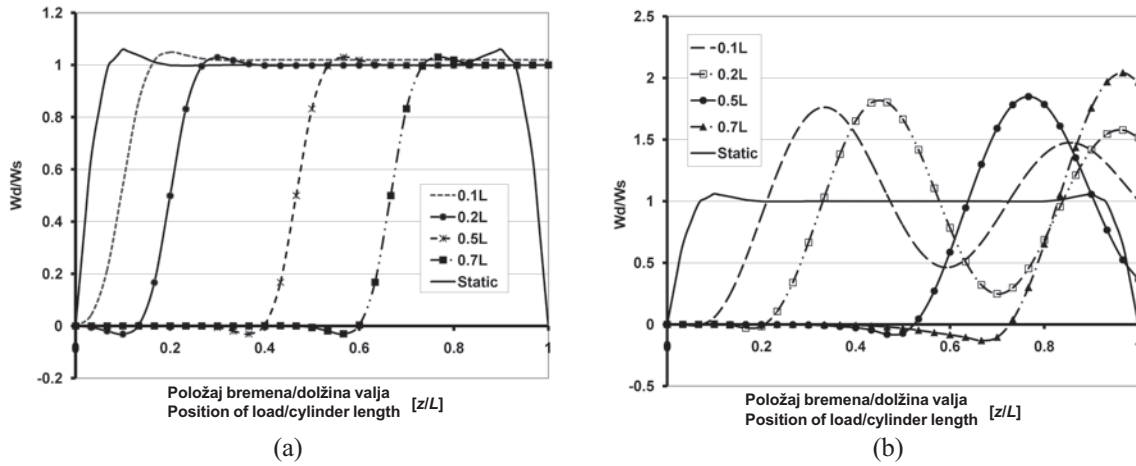
The cylinder groups have a diameter  $D = 20$  mm, thickness  $h = 1$  mm, elastic modulus  $E = 210$  GPa, and density  $\rho = 7800$  kg/m<sup>3</sup> (Table 1).

The length  $L$  of the cylinders in this group changes from  $L = D$  to  $L = 20D$ . The computations were performed for different values of the length-to-diameter ratio ( $L/D$ ) and a constant thickness-to-diameter ratio ( $h/D = 0.05$ ).

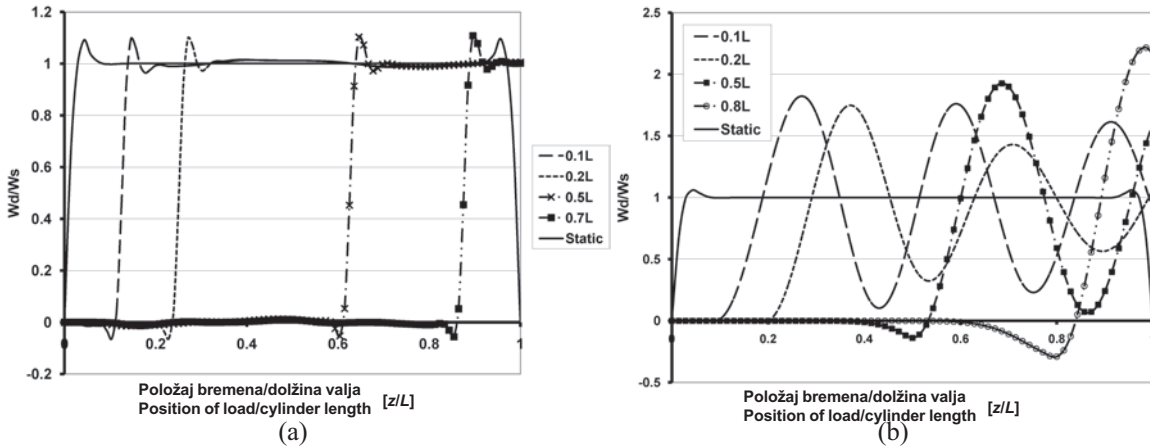
The pressure front begins to move from the left-hand side of the cylinder with a constant intensity ( $P_0 = 445$  MPa). The velocity of the pressure front is constant at each calculation stage.

Figure 6 and Figure 7 show the variation of the radial dynamic deflection of various points ( $W_d$ ) of the cylinder divided by the radial static deflection ( $W_s$ ), with respect to the position of the moving pressure. A static analysis of the cylinder is only valid when the pressure front moves with low velocity. If the velocity is high, a dynamic analysis must be used. According to the figures, for a low pressure velocity the radial maximum dynamic deflection is close to a static deflection (the maximum radial dynamic magnification factor, Max RDMF,  $\approx 1.0$ ) but with increasing velocity the dynamic magnification factor becomes higher than for a static deflection.

As shown in these figures the location of Max RDMF changes with increasing pressure velocity and cylinder length. For a low velocity this location is in the left-hand side of cylinder, but with increasing pressure velocity the location moves towards the right-hand side of the cylinder. As shown in Figure 6, the Max RDMF for a velocity of 5 m/s occurs at a length of 0.1 (0.1L), but this location for



Sl. 6. Primerjava dinamičnih in statičnih upogibov za  $L/D = 3$  pri hitrosti tlaka: a) 5 m/s; b) 80 m/s  
 Fig. 6. Comparison between dynamic and static deflection for  $L/D = 3$  for a pressure velocity of: a) 5 m/s; b) 80 m/s



Sl. 7. Primerjava dinamičnih in statičnih upogibov za  $L/D = 7$  pri hitrosti tlaka: a) 5 m/s, b) 120 m/s  
 Fig. 7. Comparison between dynamic and static deflection for  $L/D = 7$  at a pressure velocity of: a) 5 m/s, b) 120 m/s

stran valja ( $0,7L$ ). V primeru  $L/D = 7$  se faktor pojavi pri dolžini  $0,8L$  in se nanaša na hitrost 120 m/s. Najv. FRDP se pri nizki hitrosti dejansko približa največjemu statičnemu upogibu, medtem ko ob zvečani hitrosti tlaka ta faktor začne zaostajati za gibajočim se tlakom. To zaostajanje se ob povečani hitrosti poveča.

Kakor vidimo na sliki 8, je spreminjanje največjega faktorja za gibajoči se tlak pri različnih hitrostih odvisno od razmerja  $L/D$ . Pri majhnem razmerju  $L/D$  to obnašanje lahko razdelimo na dve območji: podkritično in nadkritično. Pri velikem razmerju  $L/D$  pa ga razdelimo na tri območja: podkritično, prehodno in nadkritično območje.

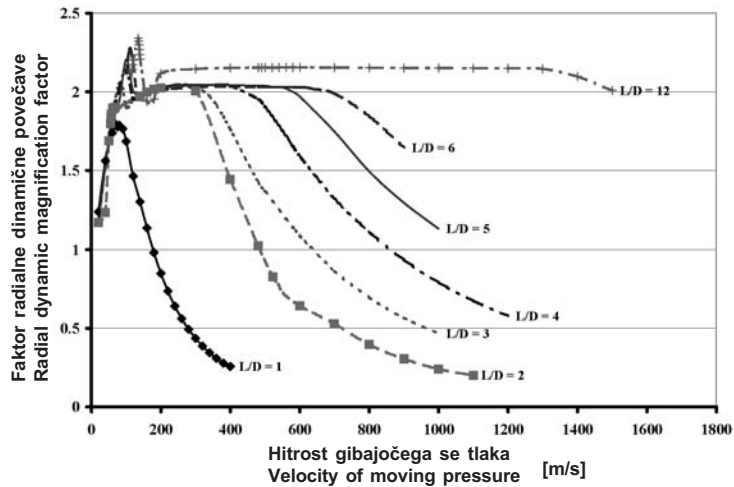
a velocity of 80 m/s, for  $L/D = 3$ , is shifted to the left-hand side of the cylinder ( $0,7L$ ). This value for  $L/D = 7$  is  $0,8L$  and relates to 120 m/s. Indeed the Max RDMF at low velocity is near to the location of the maximum static deflection, but with increasing the pressure velocity the Max RDMF has a delay with respect to the position of the moving pressure. This delay time increases with increasing velocity.

As can be seen from Figure 8, the variation of Max RDMF for a moving pressure at various speeds is dependent of the  $L/D$  ratio. For low  $L/D$  ratios this behaviour can be divided into two regions: under-critical and overcritical. For high  $L/D$  ratios this is divided into three regions: under-critical, transition and overcritical regions.

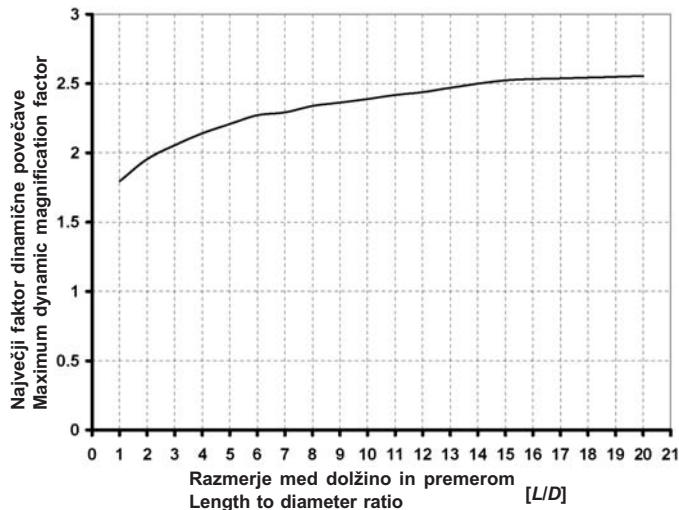


V podkritičnem območju se FRDP poveča ob povečani hitrosti in doseže vrh ob koncu tega območja. V nadkritičnem območju se Najv. FRDP zmanjšuje ob povečevanju hitrosti. Ob povečevanju dolžine valja se pojavi še prehodno območje. V prvem delu prehodnega območja se Najv. FRDP rahlo zmanjša. Po tem zmanjšanju pa se Najv. FRDP poveča in ostane stalen pri različnih hitrostih tlaka. Razpon hitrosti tlaka je odvisen od razmerja  $L/D$ , tako da se le-ta povečuje ob povečevanju razmerja  $L/D$ . Glede na to območje lahko določimo dolge dele. Dolgi del določimo kot del, ki ima tudi prehodno območje. Tako je, glede na sliko 8, valj prepoznan kot dolgi del, če je  $L/D \geq 3$ .

In the under-critical region the radial dynamic magnification factor increases with increasing speed and has a maximum peak at the end of this region. In the overcritical region the Max RDMF reduces with increasing velocity. With increasing the cylinder length the transition region is added to previous regions. In the first part of the transition region the Max RDMF reduces slightly. After this reduction the Max RDMF increases and becomes constant for a range of pressure velocities. This pressure velocity range depends on the  $L/D$  ratio, so that this is extended with increasing  $L/D$  ratios. Depending on this region, long members can be defined. A long member is defined as a member that has a transition region. Thus, according to Figure 8, a cylinder is considered as a long member if  $L/D \geq 3$ .



Sl. 8. Faktor radialne dinamične povečave glede na hitrost gibajočega se tlaka  
 Fig. 8. Radial dynamic magnification factor with respect to moving pressure velocity



Sl. 9. Največji faktor radialne dinamične povečave glede na razmerja  $L/D$   
 Fig. 9. Maximum radial dynamic magnification factor with respect to  $L/D$  ratios

Glede na sliko 8 postaja ob povečevanju razmerja med dolžino in premerom prehodno območje daljše in bolj gladko, medtem ko se nadkritično območje zmanjšuje. Obnašanje faktorja radialne dinamične povečave je v primeru majhnega razmerja  $L/D$  podobno obnašanju v primeru tramov [8]. Pri tramu, izpostavljenemu delovanju gibajočih se bremen, je obnašanje faktorja razdeljeno na dve območji, podkritično in nadkritično, nikjer pa ne zasledimo prehodnega območja.

Slika 9 prikazuje največji faktor radialne dinamične povečave glede na razmerja  $L/D$ . Pri vseh valjih je dinamični upogib večji od statičnega upogiba. Dinamični upogib je v primeru, ko je  $L/D = 1$ , približno 1,8 krat večji od statičnega upogiba. Ta vrednost se, ob povečanju razmerja med dolžino in premerom do  $L/D = 20$ , poveča na 2,55.

### 3 SKLEP

Pri majhni hitrosti tlaka zadostuje analiza mirovanja, pri povečani hitrosti pa je ključna analiza prehoda.

Faktor radialne dinamične povečave pri valju je odvisen od razmerja med dolžino in premerom. Ob povečevanju razmerja  $L/D$  se faktor poveča od 1,8 do 2,55.

Pri dolgem valju lahko obnašanje največjega faktorja radialne dinamične povečave razdelimo na tri območja: podkritično, prehodno in nadkritično območje. Nasprotno pa je pri kratkem valju prehodno območje zelo majhno in ga lahko zanemarimo. Treba je še dodati, da ob povečanju dolžine valja nadkritično območje postane majhno v primerjavi z drugima območjema. V primeru, ko je  $L/D \geq 3$ , ima FRDP stalno obnašanje pri različnih hitrostih in tako lahko dolge dele določimo kot valje, pri katerih je dolžina trikrat daljša od premera. Obnašanje kratkih valjev pa je podobno obnašanju tramov, izpostavljenih delovanju gibajočih se bremen.

According to Figure 8, with an increasing length-to-diameter ratio the transition region becomes longer and smoother, whereas the overcritical region becomes smaller. The behaviour of the RDMF for a low  $L/D$  ratio is similar to that for beams [8]. For a beam under the action of moving loads the RDMF behaviour consists of two regions, the under-critical and the overcritical, and there is no sign of a transition region.

The Max RDMF with respect to  $L/D$  ratios is shown in Figure 9. For all cylinders the dynamic deflection is higher than the static deflection. The dynamic deflection for  $L/D = 1$  is about 1.8 times greater than the static deflection. This value increases to 2.55 when the length-to-diameter ratio increases up to  $L/D = 20$ .

### 3 CONCLUSION

With a low pressure velocity a static analysis is adequate, but with increasing velocity a transient analysis is essential.

The radial dynamic magnification factor in a cylinder depends on the length-to-diameter ratio. With an increasing  $L/D$  ratio the RDMF changes from 1.8 to 2.55.

In a long cylinder, the Max RDMF behaviour can be divided into three regions: under-critical, transition and overcritical. In contrast, in a short cylinder, the transition region is very small and can be eliminated. However, when increasing the length of the cylinder the overcritical region is small compared to the other regions. For  $L/D \geq 3$ , the RDMF is constant with a change in the speed, and as such long members are defined as the cylinders where the length is three times the diameter. The short cylinders' behaviour is similar to beams, under the action of moving loads.

### 4 LITERATURA 4 REFERENCES

- [1] Fryba, L. (1999) Vibration of solids and structures under moving loads, *Thomas Telford*, Third edition.
- [2] Pesterev A. V., Yang B., Bergman L. A., Tan C. A. (2003) Revisiting the moving force problem, *J of sound and vibration*, 261(2003), pp. 75-91.
- [3] Gbadeyan J. A., Oni S. T. (1995), Dynamic behaviour of beams and rectangular plates under moving loads, *J of Sound and Vibration*, 182 (1995), pp. 677-695.
- [4] Renard J., Taazount M. (2002) Transient responses of beams and plates subject to traveling load. Miscellaneous results, *European J of Mechanics A/Solid*, 21(2002), pp. 301-322

- [5] Tang S. (1996) Dynamic response of a tube under moving pressure, *Journal of Engineering Mechanics Division*, 91(1996), pp. 96-122
- [6] Faria A. R. (2004) Finite element analysis of the dynamic response of cylindrical panels under traversing loads, *European Journal of Mechanics A/Solids*, 23(2004), pp. 677-687
- [7] Manual (2004) MSC/NASTRAN for Windows: Quick start guide, *MacNeal-Schwendler Corporation*.
- [8] Saranjam B, Bakhshandeh K., Kadivar M. H. (2006) Dynamic behaviour of a beam with non-uniform linear varying cross-section under moving load, *Strojnický Časopis-Journal of Mechanical Engineering*, 57(2006) C. 1, pp. 45-58.

Naslova avtorjev:

Bahador Saranjam  
Kambiz Bakhshandeh  
Center za zračno-mornariške raziskave  
Univerza MUT  
Shiraz, Iran  
Kambiz@Bakhshandeh.ir

prof. dr. Mohammad-Hassan Kadivar  
Oddelek za strojništvo  
Šola za tehniške vede  
Univerza Shiraz  
Shiraz, Iran

Authors' Addresses:

Bahador Saranjam  
Kambiz Bakhshandeh  
Air Naval Research Center  
MUT University  
Shiraz, Iran  
Kambiz@Bakhshandeh.ir

Prof. Dr. Mohammad-Hassan Kadivar  
Department of Mechanical engineering  
School of Engineering  
Shiraz University  
Shiraz, Iran

Prejeto:  
Received: 18.7.2006

Sprejeto:  
Accepted: 25.4.2007

Odprto za diskusijo: 1 leto  
Open for discussion: 1 year