

## МОДЕЛ КОРЕКЦИЈЕ НОСИВОСТИ МОСНИХ КРАНОВА

Велько Вуковић<sup>1</sup>, Живослав Адамовић<sup>2</sup>, Мирјана Адамовић<sup>3</sup>

**Резиме:** У раду је приказан модел за корекцију називне носивости мосних кранова или реконструкцију главног носача моста крана. У пракси се, код експлоатације старих мосних кранова, високе погонске класе и при тешким условима рада често „спушта“ носивости крана проценом. Овде се приказује рачунска провера називне носивости и одређује нова, према стању дизалице.

**Кључне речи:** Модел, Кран (дизалица), Чврстоћа, Динамичка крутост, Осцилације.

## MODEL OF CORRECTION OF LOAD CAPACITY BRIDGE CRANES

**Abstract:** In work we are described a information model for rebuilding of title of tonnage for owerhead crans of reconstruction for craln bridge main carrler. In practice, in use old owerhead cralns, high motion clase, under hard work conditions, crain tonnage have to bee downed by judgment. Hare we have formula for checing of title tonnage and for marking of new title tonnage under the conditions of owerhead crain shape.

**Keywords:** Model, Crane, Strength, Dynamic stiffness, Oscillations.

### 1. УВОД

Овде се разматрају нека питања одржавања дизалица у металуршком производном процесу добијања гвожђа и челика. Предмет разматрања су електро мосне дизалице-мосни кранови који су овде претежно заступљени.

У оквиру тога може се одмах констатовати да постоји у потпуности законска регулатива и стандарди који прописују техничке услове и захтеве који морају бити испуњени при пројектовању, производњи, монтажи, руковању и одржавању дизалица, поступак, начин и учесталост обавезних прегледа и испитивања дизалица, технички услови за коришћење дизалица и потребна техничка документација. Међутим, већи број дизалица погонске класе II и IV је у експлоатацији 30 и више година и при веома тешким и специфичним условима рада. Ту је неопходна надградња (прописаних од произвођача) упутства за руковање и одржавање (ванредни прегледи, испитивање дизалица, провера напрезања и прегледи варова).

У овом раду ће мо приказати како рачунски проверити или одредити нову називну носивост мосног крана који ради у наведним условима и дуго је у експлоатацији.

### 2. ОСНОВЕ ЗА КОРЕКЦИЈУ НАЗИВНЕ НОСИВОСТИ ДИЗАЛИЦА И РЕКОНСТРУКЦИЈУ (ОЈАЧАЊЕ) ГЛАВНОГ НОСАЧА МОСТА

За дизалице које су дуго у употреби (25 и више година), са веома интезивном експлоатацијом и високе класе можемо, користећи дати прорачун и мерењем чврстоће и крутости проверити називну носивост која је била декларисана од стране произвођача. На основу тога могу се предложити мере што је „скидање“ носивости или реконструкција (ојачање носача моста или колица дизалице).

За прорачун је потребно знати, [1] односно,

где су:

$M_k$  – маса колица,

<sup>1</sup>Проф.др Вуковић В., Факултет примењених наука Ниш, [v.velja@gmail.com](mailto:v.velja@gmail.com)

<sup>2</sup>Проф.др Адамовић Ж., Факултет примењених наука Ниш, [zivoslav.adamovic@gmail.com](mailto:zivoslav.adamovic@gmail.com)

<sup>3</sup>Маш. инг., Друштво за техничку дијагностику Србије

## КОНФЕРЕНЦИЈЕ СА МЕЂУНАРОДНИМ УЧЕШЋЕМ

38. Конференција одржавалаца Србије и 1. Конференције напредне технологије у функцији развоја привреде,  
Врњачка Бања, 01.06. – 03.06. 2022. године

Q – називна носивост крана, t

$\left. \begin{matrix} m \\ k \\ \alpha \end{matrix} \right\} f ( I, II, III, IV) - \text{погонске класе дизалице}$

На примјер, маса колица са компактним витлом фирме „Stahl“ заносивост 5-16 t приказане су у табели 1.

*Табела 1. Маса колица за носивости крана 5-16 t*

Q[t]	M <sub>k</sub> [t]
5	0,96
8	1,15
10	1,30
12,5	1,48
16	1,55

Маса кабине зависи од типа и износи:

- a) Отворене кабине,  $G_k = 0,7 \div 1,0$  [t]
  - b) б) Затворене са електроопремом  $G_k = 1,2 \div 1,6$  [t]
  - с) ц) Затворене кабине са клима уређајем  $G_k = 2,5 \div 3,0$  [t]
- $e_k = 2.500$  mm (може се усвојити).

Уобичајни материјал за израду носеће конструкције дизалица су:

- Које раде у фабричким халама : S235 JR; S275 J2; S355 J0;
- Које раде на отвореном простору: S235 JR; S275 J2; S355 J2 (специјално умирени челици).

Ако дизалице раде на отвореном простору, због смањења жилавости челика на ниским температурама примењују се и специјално умирени челици за носеће конструкције S235 JR; S275 J2; S355 J2.

Избор висине носача „Н“, усвојивши дебљине лимова, треба да задовољи два основна критеријума:

- a) Доказ напона (чврстоћа)
- б) Доказ деформације носача (крутост)

### 2.1. Висина главног носача према критеријуму чврстоће у вертикалној равни

Имајући у виду препоруке [4] може се у првој претпоставци усвојити,  $H = \frac{L}{17}$  и  $D = \frac{H}{2,5}$ .

На основу ових величина се исто, за даљу контролу, могу усвојити дебљине лимова према табелама 2 и 3. Дефинисање димензија препорученог пресека су приказане на слици 2.

*Табела 2 - Дебљина лима*

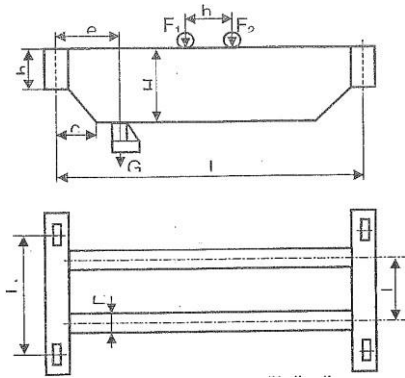
H ≅ H <sub>1</sub> [mm]	δ <sub>1</sub> [mm] за погонске класе			
	I	II	III	IV
do 500	5	5	6	8
>500 ÷ 1000	5	5	6	8
>1000 ÷ 1600	5	6	8	10
>1600	6	8	10	10

КОНФЕРЕНЦИЈЕ СА МЕЂУНАРОДНИМ УЧЕШЋЕМ

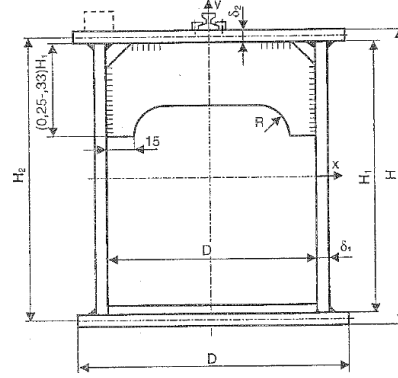
38. Конференција одржавалаца Србије и 1. Конференција напредне технологије у функцији развоја привреде, Врњачка Бања, 01.06. – 03.06. 2022. године

Табела 3 - Дебљина лима

$\delta_1$	5	6	8	10	12
$\delta_2$	7	8	10	12	15



Слика 1 - Носач дизалице



Слика 2 - Пресек носача дизалице

У условима повишене корозије, минимална дебљина вертикалног лима износ и  $\delta_{\min} = 8$ .

Да би била задовољена стабилност лима горњег појаса, унутрашње растојање вертикалних зидова треба да буде [4]:

$$D_1 \leq 65 \cdot \delta_2 \sqrt{\frac{23,5}{R_{et}}} \quad 1$$

Такође због технолошких разлога израде носача (заваривање укрућења), минимално растојање треба да буде  $D_1 \geq 300$ .

Шина за колица се може поставити у средини појаса или изнад вертикалног лима (слика 2. црткано). Шина која се поставља изнад вертикалног лима је квадратног или правоугаоног пресека заварена за појас (обично за I и II погонску класу из технолошког разлога). Критеријум оптималне висине носача се заснива на одређивању висине попречног пресека из услова екстрема функције попречног пресека  $A = f(H)$ , која обезбеђује потребни отпорни момент одређен према неком допуштеном напону и задатом оптерећењу. Површина попречног пресека према ознакама на слици 2, износи:

$$A = 2(H_1 \cdot \delta_1 + D \cdot \delta_2) = 2(H_1 \cdot \delta_1 + A_p) \quad 2$$

где је:

$A_p$  – површина појаса

Тада је површина појаса

$$A_p = \frac{1}{2} A - H_1 \cdot \delta_1 \quad 3$$

Ако се занемари сопствени момент инерције и сматрајући да су  $H_1 \cong H$  и  $H_2 \cong H - \delta_2 \cong H$  може се написати приближни израз за отпорни момент пресека

$$W_x = \frac{2 \cdot I_x}{H} = A_p \cdot H + \frac{H^2 \cdot \delta_1}{3} \quad 4$$

Заменом добија се израз (5) за површину попречног пресека у функцији од висине носача

$$A = \frac{2 \cdot W_x}{H} + \frac{4}{3} H \delta_2 \quad 5$$

## КОНФЕРЕНЦИЈЕ СА МЕЂУНАРОДНИМ УЧЕШЋЕМ

38. Конференција одржавалаца Србије и 1. Конференције напредне технологије у функцији развоја привреде,  
Врњачка Бања, 01.06. – 03.06. 2022. године

Екстрем ове функције износи

$$W_x = \frac{dA}{dH} = -2 \frac{W_x}{H^2} + \frac{4}{3} \delta_1 = 0 \quad 6$$

Из ове једначине добијасе минимална висина носача према критеријуму чврстоће:

$$H_z = \sqrt{\frac{3W_x}{2\delta_1}} = \sqrt{\frac{3M v_1}{2[\sigma] \cdot \delta_1}} \quad 7$$

где су:

$M v_1$  - максимални момент савијања главног носача у вертикалној равни,

$\delta_1$  - предходно усвојена дебљина вертикалног лимна (пример Табела 1.);

$[\sigma]$  - је условно усвојен допуштени напон за ово димензионисање, који обухвата утицај угаоних шавова и не узимање у обзир утицај оптерећења у хоризонталној равни.

Табела 4 - Допуштен напон  $[\sigma]$

	S235 JR; S235 JR	S275 J2	S355 J0; S355 J2
$\sigma \left[ \begin{matrix} kN \\ cm^2 \end{matrix} \right]$	10	12,5	14,5

### 2.2. Висина главног носача према критеријуму крутости у вертикалној равни

Имајући у виду предходна упрошћавања и димензије ( $H_1 \cong H_2 \cong H$ ,  $D = \frac{H}{2,5}$ ) као и усвојене дебљине лимова у првом приближавању, може се написати израз за моменат инерције пресека

$$I_x = \left( \frac{\delta_1}{6} + \frac{\delta_2}{5} \right) \cdot \quad 8$$

Угиб носача услед покретног оптерећења (колица са четири точка), када су у општем случају притисци точка колица различити ( $F_1 > F_2$ ) и када је  $F_1$  у средини распона, износи [1, 4].

$$f_{\max} = \frac{F_1}{48,1} [1 + \alpha(1 - 6 \cdot \beta)] \quad 9$$

где су:

$$\alpha = \frac{F_2}{F_1} \leq 1; \quad \beta \quad 10$$

$b$  – осно растојање точкова

$L$  - распон моста

За усвојену допуштену вредност угиба, потребна висина носача износи [1, 4]:

$$H_f = \sqrt{\frac{\gamma F_1 \cdot L^3 [1 + \alpha(1 - 6 \cdot \beta^2)]}{48(0,166 \delta_1 + 0,2 \delta_2) f_{\Pi}}} \quad 11$$

$$f_{\max} = kL \quad 12$$

У зависности од начина управљања дизалицом и од погонске класе, вредности коефицијента  $k$  су дате у табели 5.

Табела 5 - Вредност коефицијента  $k$

		Погонска класа			
		I	II	III	IV
k	Управљање са пода	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{700}$	
	Управљање из кабине са краја моста	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{600}$	$\frac{1}{800}$	$\frac{1}{900}$
	Управљање из кабине у средини моста	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{800}$	$\frac{1}{1000}$	$\frac{1}{1000}$

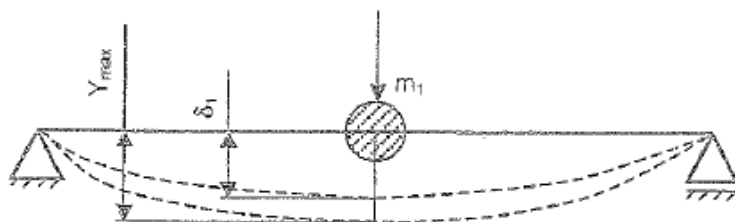
Коначно се усваја висина главног носача као већа вредност од добијених вредности.

### 2.3. Динамичка крутост моста

Контрола динамичке крутости моста у вертикалној равни се заснива на одређивању времена пригушења осциловања моста. Код пресека чија висина главног носача  $H > \frac{1}{20}$  може се доћи до дужег времена осциловања која се одржавју на следеће:

- Смањује се тачност позиционирања терета,
- Утиче на замор материјала конструкције,
- Утиче на здравље крановође у кабини на мосту.

Ако се као основни материјал користе микролегирани челици код којих су допуштени напони знатно већи од уобичајних за обични челик (S235JR), овај критеријум је веома значајан. Да би се одредило време осциловања главног носача са колицима и називним теретом, посматраће се овај систем као једномасени модел (слика 3).



Слика 3 - Једномасени модел

Дефиниција једначина осциловања гласи

$$m_1 \ddot{y} + m_1 y + c \dot{y} = 0 \quad 13$$

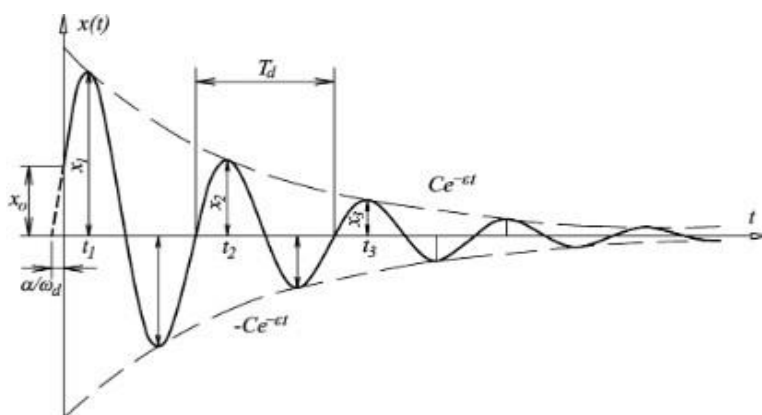
Ако се уведу ознаке  $\frac{a}{m_1} = 2\varepsilon, \frac{c}{m_1} = \omega^2$ , добија се следеће решење

$$y = y_{\max} \cdot e^{-\varepsilon t} \cdot \sin(\sqrt{\omega^2 - \varepsilon^2} \cdot t + \varphi) \quad 14$$

Тада се график пригушених слободних осцилација простире између две симетричне криве (слика. 4).

## КОНФЕРЕНЦИЈЕ СА МЕЂУНАРОДНИМ УЧЕШЋЕМ

38. Конференција одржавалаца Србије и 1. Конференције напредне технологије у функцији развоја привреде,  
Врњачка Бања, 01.06. – 03.06. 2022. године



Слика 4 - График пригушених слободних осцилација

Ако се формира однос две узастопне амплитуде  $\frac{x_i}{x_{i+1}} = \frac{x_{\max} \cdot Ce^{-\epsilon t_i}}{x_{\max} \cdot Ce^{-\epsilon(t_i+\tau)}} =$ , односно

$$\ln \frac{x_i}{x_{i+1}} = \epsilon \tau = \gamma \quad 15$$

где је:

$\gamma$ -логоритамски декремент и представља показатељ брзине пригушења осциловања .

Он се тачно за неке конструкције може одредити само експериментално на основу стварног графика осциловања као на слици 4. његове оријентационе вредности су дате у табели 6.

Табела 6 - Оријентационе вредности,  $\gamma$

Висина носача према распону	$\gamma$
$\frac{H}{L} > \frac{1}{16}$	0,12
$\frac{H}{L} = \frac{1}{16} + \frac{1}{17}$	0,1
$\frac{H}{L} = \frac{1}{18} + \frac{1}{20}$	0,07
$\frac{H}{L} < \frac{1}{20}$	0,05

Познато је да су сопствене фреквенције код пригушеног и непригушеног слободног осциловања веома блиске, а самим тим и периоди осциловања, па се може написати да је

$$\sigma \cong \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{m_1}{c}} = 2\pi \sqrt{\delta_{11}} \cdot \tau \quad 16$$

$$\delta_{11} = \frac{1}{4} \quad 17$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ [N/m}^2\text{]} \quad 8$$

$$m_1 = 0,5 (m_0 + m_{kol}) + 0,486 m_{nos} \quad 19$$

Осциловање се сматра практично завршеним када је минимална амплитуда 20 пута мања од  $y_{\max}$  једнаке статичког нагиба, односно:

$y_{\min} = y_{\max} \cdot e^{-\varepsilon T} = y_{\max} \cdot e^{\frac{\varepsilon T}{\tau}}$ , како је  $y_{\min} = \frac{1}{20} \cdot y_{\max}$ , тада је,  $\ln 20 = \frac{\varepsilon}{\tau} \cdot T$ , одакле се добија време гашења осциловања

$$T = 3 \frac{\tau}{\gamma} < Td$$

Допуштене вредности трајања осциловања,  $Td$  дато је у табели 7. и зависи од намене дизалице.

Табела 7 - Допуштене вредности,  $Td$

Намена дизалице	$Td$ [s]
Транспорт растопљеног метала	8 ÷ 10
Општа намена у индустрији	12 ÷ 15
За погонске класе I и II	20

### 3. ЗАКЉУЧАК

1. Из једначине за минималну висину носача, која гласи [1], [4]:

$$H_{\xi} = \sqrt{\frac{3W_x}{2\delta_1}} = \sqrt{\frac{3M v_1}{2[\sigma] \cdot \delta_1}} \quad 21$$

Израчунао ће мо допуштени напон,  $[\sigma]$  за материјал носача, према техничкој документацији за ту дизалицу, упоредити са чврстоћом коју ће мо добити испитивањем (преко испитне тврдоће) на критичном мјесту). Уколико има значајне разлике према вредностима датим у табели 4, могу уследити корекције носивости.

2. Из једначине за допуштену вредност угиба, која гласи [1], [4]:

$$H_f = \sqrt{\frac{\gamma \cdot F_1 \cdot L^3 [1 + \alpha(1 - 6 \cdot \beta^2)]}{48(0,166 \delta_1 + 0,2 \delta_2) f_n}} \quad 22$$

израчунава се висина носача  $H_f$  за измерени угиб ( $f_{\max}$ . односно,  $u_{\max}$ . према слици 3). на основу добијеног резултата предузимају се мере односно ојачање или редукација називне носивости дизалице.

3. Контрола динамичке крутости моста у вертикалној равни заснива се на величини времена пригушења осцилације моста. Уколико је стварно време гушења осциловања,  $Td$  веће од допуштеног,  $Td$  (табела 7) могуће су описане последице, те се предузимају мере као у предходна два случаја.

### 4. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Адамовић, Ж.; Јосимовић, Љ.: *Техничка дијагностика*, Друштво за техничку дијагностику Србије, Београд, 2022.
- [2] Адамовић, Ж.; Јосимовић, Љ.: *Мехника (статика, кинематика динамика)*, Друштво за техничку дијагностику Србије, Београд, 2022.
- [3] Адамовић, Ж.; Вуковић, В.; Ивић, М.: *Систем квалитета*, Универзитет за пословни инжењеринг и менаџмент, Бања Лука, 2021.
- [4] Адамовић, Ж.; Илић, Б.: *Наука о одржавању техничких система*, Српски академски центар, Нови Сад, 2013.

### КОНФЕРЕНЦИЈЕ СА МЕЂУНАРОДНИМ УЧЕШЋЕМ

38. Конференција одржавалаца Србије и 1. Конференције напредне технологије у функцији развоја привреде, Врњачка Бања, 01.06. – 03.06. 2022. године

- [5] Адамовић, Ж.; Вуковић, В.: *Испитивање сложених варених машинских конструкција методама без разарања*, Друштво за енергетску ефикасност, Бања Лука, 2009.
- [6] Јосимовић, Љ.; Адамовић, Ж.: *Директиве и стандарди у заштити животне средине*, Друштво за техничку дијагностику Србије, Београд, 2020.
- [7] Острић, Д.: *Дизалице*, Машински факултет, Београд, 1992.
- [8] Вуковић, В.; Живослав, А.; Вуковић, М.: *Машински елемент-Таблице*, Друштво за енергетску ефикасност, Бања Лука, 2008.
- [9] Вуковић, В. *Технички материјали*, Универзитет за пословни инжењеринг и менаџмент, Бања Лука, 2020.