

ХИДРАВЛИЧНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ ВЪРХУ УСТОЙЧИВОСТТА НА СЕГМЕНТНИ ЗАТВОРИ, МОНТИРАНИ ВЪРХУ ЯЗОВИРНИ СТЕНИ

Б. Казаков¹, М. Мараджиева², А. Илиев³

Ключови думи: сегментен затвор, плосък затвор, сервомотор, динамично уравнение, самовъзбуждащи се вибрации, демпфиращ фактор

РЕЗЮМЕ

В настоящата работа се разглеждат сегментни затвори при условие, че повдигателния механизъм е от верижен тип. В работата се разглежда хидравличният аспект на проблема. Използува се динамичното уравнение на ротационното движение при малки степени на отваряне на затворния орган. С някои конструктивни модификации резултатите биха могли да се приложат към затвори с повдигателен механизъм тип “сервомотор”.

1. Въведение

Настоящият анализ се използва за изследване на нестабилните режими на работа и условията за възникване на самовъзбуждащи се вибрации на сегментни затвори от (въжен) верижен тип. От гледна точка на динамиката под термина “самовъзбуждащи се вибрации” се има предвид вибрации, действащи върху динамичната система, които са предмет на отрицателно затихване. Такива системи са известни още под името системи с индуцирано самовъзбуждане [1]. Движението на плоските затвори (фиг.1) в течна среда се описва от класическото динамично уравнение – уравнение (1.1) :

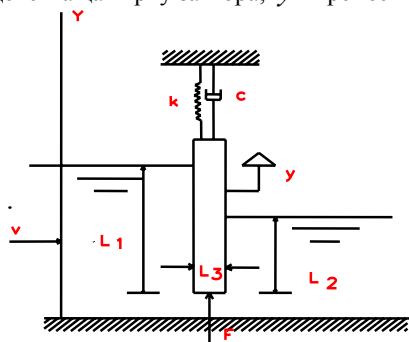
¹ проф. д-р инж., УАСГ, кат. “Хидравлика и Хидрология”

² доц. д-р инж., УАСГ, кат. “Хидравлика и Хидрология”

³ аспирант инж., кат. “Хидравлика и Хидрология”

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + C \frac{dy}{dt} + ky = F(t) \quad (1.1)$$

където: m - масата на тялото; k - коефициент на коравина (пружинна константа);
 C - коефициент на затихване; t - времето; F - зависеща от времето външна сила,
 действаща върху затвора; y - преместване поради вибрацията.

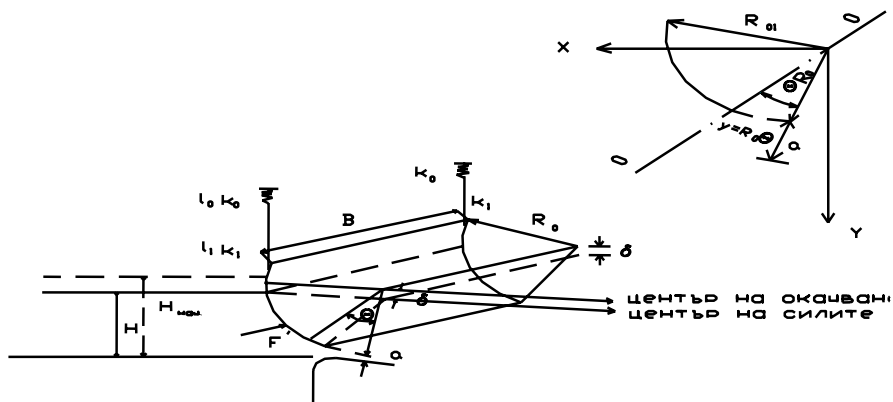


k - пружина
 c - затихване
 $L_{1,2,3}$ -характерни дължини
 v - скорост на течението
 y - преместване по посока на оста Y

фиг.1

Плосък затвор

Сегментните затвори се описват от подобно уравнение, независимо дали затворът е от верижен тип или е тип сервомотор. Във втория случай повдигателният механизъм се състои от маслен прът, който се задейства от бутало, като въртенето се осъществява около неподвижна ос. Схематичното описание на верижния тип сегментен затвор е показано на фиг.2.



фиг.2

Схема на сегментен затвор

1. Теоретичен модел, 2. Криволинейна координатна система (R, θ)

Основното движение на сегментния затвор е ротация около центъра на окачването [2]. Това движение се описва от следното моментно диференциално уравнение от втори ред, твърде подобно на уравнение (1.1):

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + R \frac{d\theta}{dt} + kR_0^2 \theta = F \quad (1.2)$$

където: I, R, k са съответно инерцията на затвора, затихващият фактор и пружинната константа; F е моментът на външната сила; θ, R_0 са съответно ъгълът при ротационното движение и радиусът на окачване; t е времето; B - ширина на затвора

2. Външни сили при вибрации на затвора

Явно е, че самовъзбуждащи се вибрации възникват при движение на сегментния затвор надолу спрямо изходното положение 0-0 (фиг.2). В този случай посоката на моментната външна сила, предизвикваща ротация на ъгъл θ , съвпада с посоката на силите на самовъзбудената вибрация. Едновременно с ротационното движение става изместване на двата центъра- центъра на силите и центъра на окачване, като центъра на външната сила пада под центъра на окачването на разстояние δ . В зависимост от типа на отвора от хидравлична гледна точка ще бъдат използвани два вида формули:

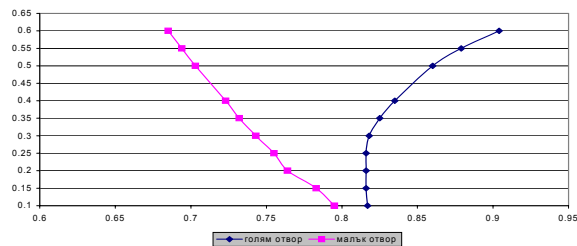
- голям отвор(в граничен случай отива към преливник) :

$$Q = \mu \sqrt{2g(H-a)} Ba \quad (2.1)$$

- непотопен дънен отвор (малък отвор) :

$$Q = \mu' \sqrt{2g(H-a/2)} Ba \quad (2.2)$$

Изменението на външната сила, респ. на момента в уравнение (1.2), зависи от водното количество, съответно от уравнения (2.1) и (2.2). Експериментални изследвания за стойностите на коефициентите μ, μ' са извършени от проф. Б. Казаков в лабораторни условия [3]. Резултатите са показани на Фиг.3. Хидравличният анализ ще бъде извършен на базата на формули (2.1), (2.2) и моделните изследвания. Приети са следните означения: μ, μ' - коефициенти на водното количество; B - ширина на затвора;



фиг. 3

Коефициенти на водното количество за сегментни затвори $\mu, \mu' = f(a/H)$

При движение на затвора по дъгата $y = R_0 \theta$ изменението на водното количество се извършва по закона:

$$dQ = -\frac{dQ}{da} y = -\mu \sqrt{2gB} \frac{H-3/2a}{\sqrt{H-a}} y \quad (2.3)$$

или

$$dQ = -\frac{dQ}{da} y = -\mu' \sqrt{2gB} \frac{H-3/4a}{\sqrt{H-a/2}} y \quad (2.4)$$

Формули (2.3) и (2.4) са валидни съответно за преливник (голям отвор) и дънен отвор (малък) при допълнително уточнени стойности на μ, μ' . Знакът '-' отразява намалението на Q с увеличението на $y = R_0 \theta$ (при приетата криволинейна координатна система). При преместването на затвора на разстояние y , следствие на скоростта $v = \frac{dy}{dt}$, съответното изменение на момента на външната сила (поради преместването на двата центъра) ще бъде:

$$F = \rho \left[-\frac{dQ}{da} y \right] \frac{dy}{dt} \delta \quad (2.5)$$

След заместване на двата изрази за dQ следва:

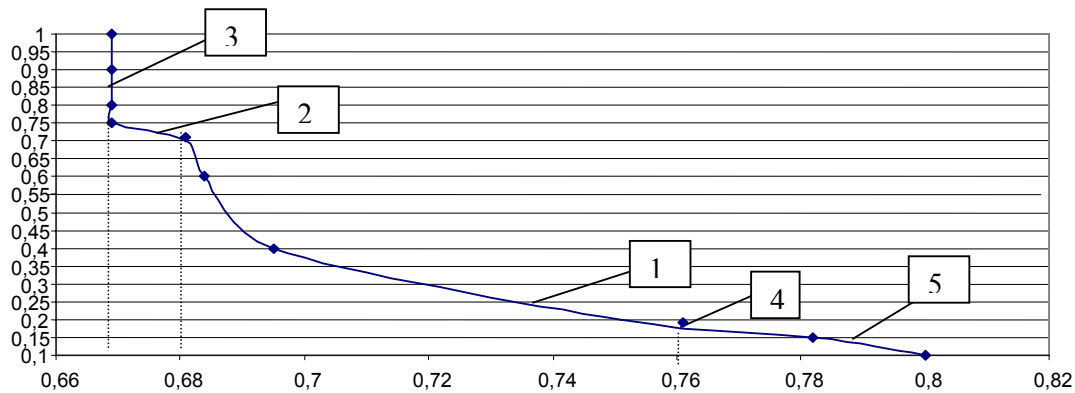
$$F = \left[\mu \rho \sqrt{2gB} \frac{H-3/2a}{\sqrt{H-a}} R_0 \theta \right] \frac{d\theta}{dt} R_0 \delta \quad (2.6)$$

или

$$F = \left[\mu' \rho \sqrt{2gB} \frac{H-3/4a}{\sqrt{H-a/2}} R_0 \theta \right] \frac{d\theta}{dt} R_0 \delta \quad (2.7)$$

Въз основа на експерименталните хидравлични изследвания [3] е установено, че при степени на отваряне a/H от 0.1 до 0.25 μ е с приблизително постоянна стойност $\mu \approx 0.815$ (фиг.3), след което нараства, а при $a/H \approx 0.6$ приема стойност 0.905. Интересно е да се отбележи, че при степени на отваряне $a/H > 0.6 \div 0.67$ големите отвори започват да действат като преливници и вибрации практически не възникват. Както следва от графика на фиг.3 коефициентът μ при същия диапазон $a/H = 0.1 \div 0.25$ е намаляваща функция и се променя в интервал $0.751 \div 0.8$ т.е не може да се приеме приблизително константа, равна по стойност на μ .

В резултат на извършените числени изследвания (пар. 4) при различни степени на отваряне са извършени сравнения между формули (2.6) и (2.7). Тъй като малките степени на отваряне са изключително важни за възникване на вибрации, проведени са допълнителни изследвания за валидността на формула (2.2)- вж. фиг.4.



фиг.4

Изменение на коефициента на водното количество, съгласно експериментални изследвания [4]

1- голям отвор; 2- преходен режим; 3- преливник; 4- инфлексна точка; 5- малък отвор

Ясно е, че в зона 3 коефициентът на водното количество е приблизително постоянен: $m = 2/3\mu = 0.446$ (преливник) и водното количество се определя по формулата: $Q = 2/3\mu b\sqrt{2gH_0^{1.5}}$. При отношение $a/H \leq 0.15$ (зона 5) изтичането е през малък отвор. Разбира се тези резултати, съгласно [4], са установени за средното поле на масивния преливник и при едновременно действие на всички полета пропускателната способност на преливника е незначително по-голяма (около 2-3 %).

3.Условия за вибриране на затвора

3.1.Условия за възникване на самовъзбуждащи се вибрации

След заместване на уравнения (2.3) и (2.4) в (1.2) следва:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + 2\gamma \frac{d\theta}{dt} + \omega_n^2 \theta = \left| \mu \rho \sqrt{2gB} \frac{H-3/2a}{\sqrt{H-a}} R_0 \theta \right| \frac{R_0}{I} \frac{d\theta}{dt} \delta \quad (3.1)$$

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + 2\gamma \frac{d\theta}{dt} + \omega_n^2 \theta = \left| \mu' \rho \sqrt{2gB} \frac{H-3/4a}{\sqrt{H-a/2}} R_0 \theta \right| \frac{R_0}{I} \frac{d\theta}{dt} \delta \quad (3.2)$$

където:

$$2\gamma = \frac{R}{I}, \quad \omega_n^2 = \frac{k}{I} R_0^2, \quad k - \text{пружинна константа; } \gamma - \text{демпфериращият фактор.}$$

Ако се използва дефиницията за самовъзбуждащи се вибрации, следва неравенството (вж. Дж. Стокер [5]):

$$2\gamma < \left| \mu \rho \sqrt{2gB} \frac{H-3/2a}{\sqrt{H-a}} R_0 \theta \right| \frac{R_0}{I} \delta \quad (3.3)$$

респективно:

$$2\gamma < \left| \mu' \rho \sqrt{2gB} \frac{H-3/4a}{\sqrt{H-a/2}} R_0 \theta \right| \frac{R_0}{I} \delta \quad (3.4)$$

От енергийна гледна точка левият член в неравенствата изразява дисипацията на енергия, десният член съответно представлява доставената енергия от външните сили. Изводът е ясен : дисипираната енергия е по-малка от доставената енергия от външните сили в случай на самовъзбуждащи се вибрации. Тези разсъждения могат да се направят за един вибрационен цикъл спрямо собствената честота:

$$\theta = \theta_0 \sin \omega_n t_n \quad (3.5)$$

Енергийната дисипация за един вибрационен цикъл се изчислява по формулата:

$$W_\gamma = 2\gamma \oint \frac{d\theta}{dt} d\theta = 2\gamma \int_0^{2\pi/\omega_n} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 dt = 2\pi\gamma\omega_n\theta_0^2 \quad (3.6)$$

Аналогично доставената енергия от външните сили за един вибрационен цикъл се изчислява по същия начин, имайки предвид формули (3.3) и (3.4) :

След смяна на променливите следва :

$$\frac{\gamma I}{\mu\rho\sqrt{2gHB}R_0^2\delta\theta_0} < \frac{2}{3\pi} \frac{1-3a/2H}{\sqrt{1-a/H}} \quad (3.7)$$

$$\frac{\gamma I}{\mu'\rho\sqrt{2gHB}R_0^2\delta\theta_0} < \frac{2}{3\pi} \frac{1-3a/4H}{\sqrt{1-a/2H}} \quad (3.8)$$

След смяна на променливи и въвеждане на пружинната константа k следва:

$$\gamma = h\omega_n, \quad k = \frac{\omega_n^2 I}{R_0^2} \quad (3.9)$$

Лявата част на неравенства (3.7) и (3.8) се привежда в безразмерен вид с помощта на (3.9):

$$Pa = \frac{hk}{\mu\rho\omega_n\sqrt{2gHB}\theta_0\delta} \quad (3.10)$$

$$Pa' = \frac{hk}{\mu'\rho\omega_n\sqrt{2gHB}\theta_0\delta} \quad (3.11)$$

Десните части на неравенствата (3.7) и (3.8) остават без изменение и зависят от безразмерното отношение a/H . Следователно условията за възникване на самовъзбуждащи се вибрации се записват накратко по следния начин :

$$Pa < R \quad (3.12)$$

$$Pa' < R' \quad (3.13)$$

където:

$$R = \frac{2}{3\pi} \frac{1-3a/2H}{\sqrt{1-a/H}}; \quad R' = \frac{2}{3\pi} \frac{1-3a/4H}{\sqrt{1-a/2H}}$$

3.2. Влияние на веригата и опорната конструкция

В този параграф ще бъде изложена методика за определяне на пружинната константа за сегментен затвор от верижен тип, показан на фиг.2.

Когато външната сила F действа върху сегментния затвор, възникват две пружинни сили – от опората и от прътовата конструкция. Те се записват с помощта на следните уравнения :

$$F'_{pr} = k_1 l_1 = k_0 l_0 = k(l_1 + l_0)$$

ИЛИ

$$k = F'_{pr} / (l_1 + l_0) = k_1 k_0 / (k_1 + k_0) \quad (3.14)$$

Уравнение (3.14) показва, че механичната система се описва с една пружинна константа k , която е по-малка от k_1 и k_0 . При отваряне на сегментния затвор дължината на веригата намалява и тя е минимална при напълно отворен сегмент и обратно-максимална при напълно затворен сегмент. Очевидно това се дължи на еластичността на механичната система и може да се опише с известното уравнение от механиката:

$$F'_{pr}/A=EdL/L \quad (3.15)$$

където: A е напречното сечение на веригата; dL и L са съответно деформираната дължина и дължината на системата; E е еластичният модул (модул на Юнг) за цялата система; F'_{pr} е външната сила по посока на пружината. Пружинната константа k_1 при дължина l_1 в уравнение (3.14) може да се изрази с помощта на еластичния модул E по следния начин :

$$k_I = AE/L = F'_{pr}/dL \quad (3.16)$$

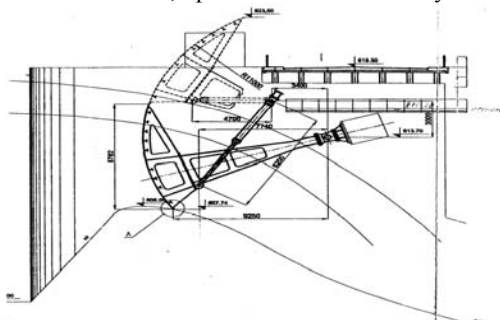
Означаваме максималната дължина на веригата при затворен сегмент с L_1 и L нека да бъде дължината на веригата при отвор a (фиг.2). За k_1 съгласно (3.16) следва:

$$k_1 = AE/L = AE/(L_1 - a) \quad (3.17)$$

След заместване в (3.14) за общата пружинна константа k следва :

$$k = k_1 k_0 / (k_1 + k_0) = k_0 A E / (A E + K_0 (L_1 - a)) \quad (3.18)$$

При хидравлична повдигателна система тип “сервомотор” отварянето на затвора се извършва по нелинеен закон, при който законът на Хук не е в сила – фиг.5.



фиг.5

Сегментен затвор тип “Сервомотор”

В случая повдигането се извършва чрез маслонапорна уредба, разположена в затворено помещение върху подпорните стълбове на преливника. Сегментите се задвижват посредством два хидроцилиндъра. Те са захванати шарнирно към долния край на обшивката на сегмента и към конзолните опори в стената. Хидроцилиндрите са с едностранно действие, като маслонапорната уредба нагнетява масло при вдигане на сегмента, а при спускане маслото се излива в резервоара. Основните технически характеристики на подемния механизъм зависят от завода производител, като скоростта на подема е около 0.5 м/мин. Отварянето и затварянето се извършва на степени и последователно за отделните сегменти.

В настоящата работа ще бъде разгледана подробно верижната конструкция, която се подчинява на уравнения (3.14) – (3.18). След заместване на k и ω_n в (3.9), (3.10), (3.11) следва :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{I}} R_0 \quad \sqrt{k} = \frac{\sqrt{AE}}{\sqrt{AE/k_0 + (L_1 - a)}}$$

$$Pa = \frac{hk}{\mu \rho \omega_n \sqrt{2gHB\theta_0\delta}} = \frac{h\sqrt{k}\sqrt{I}}{\mu \rho R_0 \sqrt{2gHB\theta_0\delta}}$$

$$Pa' = \frac{hk}{\mu' \rho \omega_n \sqrt{2gHB\theta_0\delta}} = \frac{h\sqrt{k}\sqrt{I}}{\mu' \rho R_0 \sqrt{2gHB\theta_0\delta}}$$

Окончателно се получава:

$$Pa = \frac{h}{\mu \rho BR_0 H \delta \theta_0} \sqrt{\frac{AEI}{2g}} \sqrt{\frac{1}{\frac{AE}{k_0 H} + (\frac{L_1}{H} - \frac{a}{H})}}$$

$$Pa' = \frac{h}{\mu' \rho BR_0 H \delta \theta_0} \sqrt{\frac{AEI}{2g}} \sqrt{\frac{1}{\frac{AE}{k_0 H} + (\frac{L_1}{H} - \frac{a}{H})}}$$

В последните две равенства се въвежда означението :

$$\alpha = \frac{AE}{k_0 H} + \frac{L_1}{H}, \quad (3.19)$$

където L_1 е максималната дължина на веригата при затворен сегмент. Тогава вместо неравенства (3.12) и (3.13) се получават неравенствата :

$$Pan < R_1 \quad (3.20)$$

$$Pan' < R_1' \quad (3.21)$$

където:

$$Pan = \frac{3}{2} \pi \frac{h}{\mu \rho BR_0 H \delta \theta_0} \sqrt{\frac{AEI}{2g}} \quad Pan' = \frac{3}{2} \pi \frac{h}{\mu' \rho BR_0 H \delta \theta_0} \sqrt{\frac{AEI}{2g}}$$

$$R_l = \sqrt{\alpha - \frac{a}{H} \frac{1-3a/2H}{\sqrt{1-a/H}}} \quad R'_l = \sqrt{\alpha - \frac{a}{H} \frac{1-3a/4H}{\sqrt{1-a/2H}}}$$

Ясно е, че двете системи неравенства (3.12) и (3.13) описват по-общите условия за възникване на вибрация. Неравенства (3.20) и (3.21) могат да се опростят, след като умножим двете страни по безразмерния параметър $\delta/(R_0\beta)$:

$$\beta = \frac{1-3a/2H}{\sqrt{1-a/H}} \sqrt{\alpha - a/H} \quad (3.22)$$

Получават се неравенствата :

$$\frac{1}{\beta} < \frac{\delta}{R_0 C_S} \quad (3.23)$$

$$\frac{1}{\beta'} < \frac{\delta}{R_0 C'_S} \quad (3.24)$$

$$C_S = \frac{3}{2} \pi \frac{h}{\mu \rho B R_0^2 H \theta_0} \sqrt{\frac{AEI}{2g}} \quad (3.25)$$

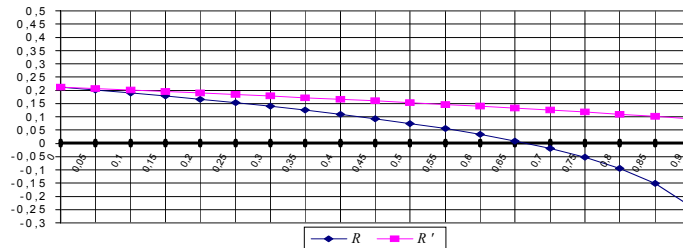
$$C'_S = \frac{3}{2} \pi \frac{h}{\mu' \rho B R_0^2 H \theta_0} \sqrt{\frac{AEI}{2g}} \quad (3.26)$$

Неравенства (3.23) и (3.24) дават възможност за определяне на условията за вибриране в зависимост от изместването на двата центъра и безразмерните параметри C_S, C'_S, β .

4. Графични и числени изследвания върху устойчивостта на сегментните затвори

4.1. Анализ с помощта на неравенства (3.12), (3.13) и директно изчисление на левите им страни с помощта на графиките μ, μ'

Използват се две стойности на коефициента на водно количество, означени с μ, μ' и променящи се в зависимост от безразмерния параметър (a/H) (фиг.6).



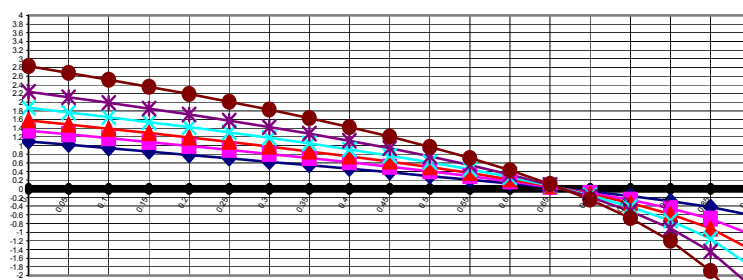
фиг.6

График на R и R' , съгласно (3.12) и (3.13)

Извод: Ясно е, че функцията $R' = f(a/H)$ за изтичане през непотопен дънен отвор не описва реално действието на затвора, особено при големи степени на отваряне, когато в граничен преход отворът действа като преливник. След изчисление на левите части, съгласно (3.10) и (3.11) се определят зоните на нестабилност. Очевидно това са зони, където двата безразмерни параметъра Πa и $\Pi a'$ падат под графика на функциите R и R' .

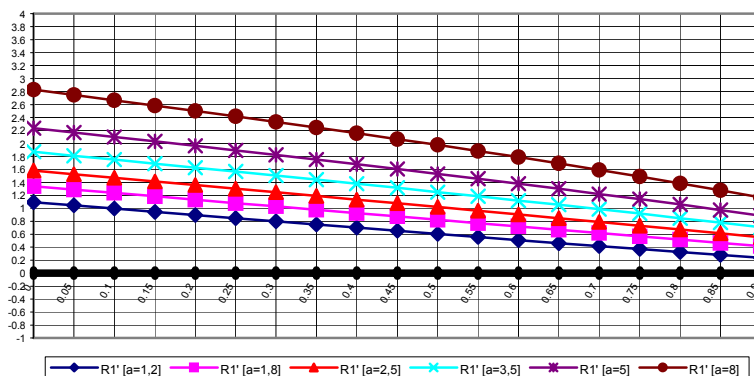
4.2 Графичен анализ с неравенства (3.20) и (3.21). Използване на графики за μ и μ' и графиката $\mu = f(a/H)$ съгласно фиг.4.

Използва се уточнен графичен анализ, като се прилага параметрично представяне с параметър α и неравенства (3.20) и (3.21).



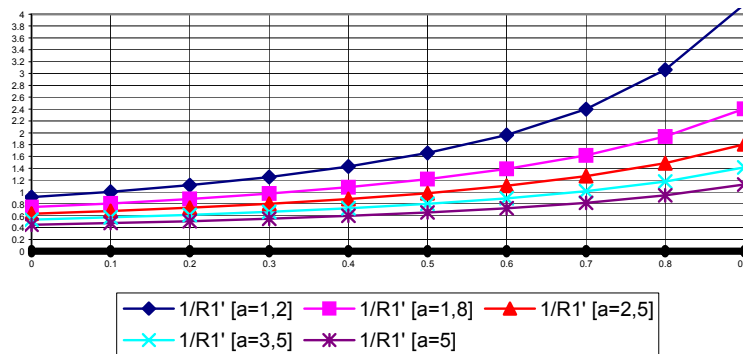
фиг.7

График на функцията $R_1(a/H)$ при параметър α



фиг. 8

График на функцията $R'_1(a/H)$ при параметър α



фиг.9

График на функцията $1/R_1'(\alpha/H)$ при параметър α

Извод: Зоните на неустойчивост могат да се определят съгласно неравенства (3.20) и (3.21). Очевидно това са зоните, където безразмерните параметри в посочените неравенства падат под графиците на функциите, показани на фиг.7 и 8. При по-големи стойности на α зоните на нестабилност се разширяват.

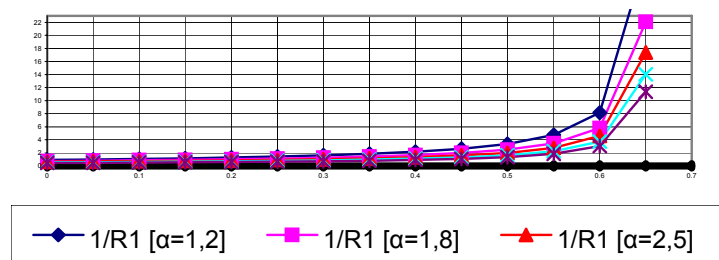
Ясно е, че графиците на фиг.8, описващи действието на затвора като изтичане през малък отвор не са реални и в граничен преход не описват изтичане през преливник. От експерименталните изследвания е ясно, че обобщеният график на фиг.4 е оптимален и описва действието на затвора при всички възможни случаи. Същият график ще бъде използван при числените изследвания в следващата точка.

4.3 Графичен анализ за центъра на изместване с помощта на неравенства (3.23) и (3.24)

Използва се уточнен графичен анализ въз основа на неравенства (3.23) и (3.24) и параметър α . В случая параметърът β има две стойности:

а) съгласно (3.22); б) съгласно формулата:

$$\beta' = \frac{1 - 3\alpha/4H}{\sqrt{1 - \alpha/2H}} \sqrt{\alpha - a/H} \quad (3.27)$$



фиг.10

График на функцията $1/\beta(\alpha/H)$ при параметър α

Извод: Анализът на условието за индуциране на вибрации показва, че стойностите на безразмерните параметри $\frac{\delta}{R_0 C_S}, \frac{\delta}{R_0 C'_S}$ трябва да се намират над графика на функциите $I/\beta, I/\beta'$ - фиг.10 и 9.

Посочените графични конструкции са свързани с числените експерименти за коефициентите на водното количество μ, μ' и могат да се отчетат директно от фиг.4 (обобщен график). В следващия параграф е извършен подробен числен анализ на споменатите тук неравенства, като е използвано изравнение на експерименталните точки със сплайн функция. Използвана е програма за по-лесното изчисление на левите страни на неравенствата.

4.4.Числен анализ

Въз основа на изложената до тук методика е изготвена програма за изчисление на устойчивостта на сегментните затвори. Програмата се базира на формулата за изтичане през голям отвор (формула 2.1), формулата за отчитане на вибрациите (3.12) с обобщена пружинна константа k и уточнената формула за двете пружинни константи (3.20). В последна сметка с помощта на неравенство (3.23) могат да се определят условията за вибриране в зависимост от изместването на двата центъра- центъра на силите и центъра на окачване. Коефициентът на водното количество, което участва в моментното уравнение (2.6), респ. в неравенствата (3.10), (3.20), (3.23) се определя съгласно графика, построен по експериментален път - фиг.4. Изглаждането на експерименталните точки се извършва с помощта на кубичен сплайн. Този тип сплайн функция е избран поради добрите апроксимационни свойства и сравнително лесното построяване.

5.Примери и резултати от изследването

С цел проверка на предложената методика за изследване са проверени условията за възникване на вибрации в сегментния затвор на язовир “Въча”, който е от верижен тип. Въвеждат се следните параметри на затвора (фиг.2).

Параметри на затвора :

Подчертаните стойности се отнасят за язовир “Въча”.

$R_0 = 9.5\text{m}$; $B = 6.6\text{m}$; $L_1 = 13\text{m}$ (затворена верига); $a = 0.5\div 5\text{m}$ (7.8 m е максималния отвор);

$L=L_1-a=5.2\text{m}$ (къса верига); $I=5.58 \cdot 10^3 \text{tm}^2$; $H=8\text{m}$; проектно изместване $\delta=3\div 6\text{cm}$; стойностите на μ са в зависимост от степента на отворя- фигура 2.2; $\rho=1\text{tm}^{-3}$; $B=6.6\text{m}$;

$AE=8.6 \cdot 10^{-2}\text{N}$; $k_0=9.8 \cdot 10^3\text{Ncm}^{-1}$; $h=\gamma/\omega_n \sim 0.01\div 0.1$; $f_n=3\sim 18 \text{ Hz}$ (прието 18Hz);

$\omega_n=2\pi f_n=18.8\div 113\text{sec}^{-1}$; $R_0\theta_0=(0.5\div 35)10^{-2}\text{m}$;

- Критерий за оценка с отчитане влиянието на веригата и опората – формула (3.20). Изследвани са няколко случая, в зависимост от степента на отваряне – Табл.1.

Табл.1

N	a [m]	a/H	μ		$R_0\theta_0$ [m]	α	Пап		Резултати	
			експ.	конс т.			експ.	конст.	експер.	конст.
1	0.512	0.064	0.88	0.6	5*0.01	1.6251	1.0574	1.5508	неуст.	уст.
2	0.8	0.1	0.82	0.6	5*0.01	1.6251	1.1631	1.5508	уст.	уст.
3	0.512	0.064	0.88	0.6	6*0.01	1.6251	0.8811	1.2924	неуст.	уст.
4	1	0.128	0.8	0.6	6*0.01	1.6251	0.9693	1.2924	неуст.	уст.
5	0.5	0.064	0.88	0.6	7*0.01	1.6251	0.7553	1.1077	неуст.	уст.
6	1.2	0.15	0.778	0.6	5*0.01	1.6251	1.1960	1.5508	уст.	уст.
7	1.6	0.2	0.753	0.6	5*0.01	1.6251	1.2357	1.5508	уст.	уст.
8	1.6	0.2	0.753	0.6	15*0.01	1.6251	0.4119	0.5169	неуст.	неуст.
9	2.4	0.3	0.711	0.6	15*0.01	1.6251	0.4362	0.5169	неуст.	неуст.
10	3.2	0.4	0.695	0.6	15*0.01	1.6251	0.4462	0.5169	неуст.	неуст.
11	4	0.4	0.695	0.6	10*0.01	1.6251	0.6694	0.7754	уст.	уст.
12	0.8	0.1	0.8	0.6	10*0.01	1.6251	0.5815	0.7754	неуст.	неуст.
13	1.6	0.2	0.753	0.6	10*0.01	1.6251	0.6178	0.7754	неуст.	неуст.
14	2.4	0.3	0.711	0.6	10*0.01	1.6251	0.6543	0.7754	неуст.	уст.
15	3.2	0.4	0.695	0.6	10*0.01	1.6251	0.6694	0.7754	уст.	уст.

Извод: Вибрации възникват при малки степени на отваряне и при голямо начално преместване $R_0\theta_0 \geq 5\text{cm}$. Както следва от данните на язовир “Въча”, при начални премествания $R_0\theta_0 \leq 5\text{cm}$ няма вибрации. В нормалния експлоатационен случай, т.е. $R_0\theta_0 = 0.5 \cdot 10^{-2}$ състоянието е устойчиво и вибрации възникват при десет пъти по-големи начални премествания. При голяма дължина на веригата, т.е. при големи стойности на α вибрациите са по-големи. При използване на константни стойности на μ за параметъра Пап се получават по-големи стойности, т.е. стига се до устойчиви вибрации. В действителност при реалните стойности на μ (от експеримента) вибрациите са неустойчиви. При $(a/H) > 0.66$ вибрациите са винаги устойчиви. Увеличението на Н (големи преливни височини) води до неустойчиви вибрации. Поради тази причина следва да се имат предвид хидроложките изследвания за високата вълна, която се явява като рисков фактор за вибрирането на сегментните затвори.

Критерий за оценка с помощта на разстоянието δ между двата центъра. Използват се формули (3.22) и (3.23). Изчисленията се извършват с данните на затвора в параграф 5, съгласно неравенството: $\delta > R_0 C_s / \beta$.

Табл.2

N	a/H	A	β	C_s	$(R_0 C_s)/\beta$	$\delta > \dots \text{см}$
$R_0 \theta_0 = 0.5 \cdot 10^{-2} \text{ [m]}$						
1	0.100	1.625	1.1064549	0.035835756	0.30768509	30.768
2	0.125	1.625	1.063812	0.0367316	0.3280191	32.801
3	0.200	1.625	0.934244	0.0390243	0.3968247	39.682
4	0.250	1.625	0.8462539	0.04064359	0.463963	46.396
5	0.300	1.625	0.756696	0.0413295	0.5188744	51.887
6	0.500	1.625	0.374999	0.04277339	1.0835954	108.359
7	0.660	1.625	0.016847	0.0430238	24.26106	24.261 m
$R_0 \theta_0 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ [m]}$						
1	0.100	1.625	1.1064549	0.0035835756	0.030768509	3.0768
2	0.125	1.625	1.063812	0.00367316	0.03280191	3.2801
3	0.200	1.625	0.934244	0.00390243	0.03968247	3.9682
4	0.250	1.625	0.8462539	0.004064359	0.0463963	4.6396
5	0.300	1.625	0.756696	0.00413295	0.05188744	5.1887
6	0.500	1.625	0.374999	0.004277339	0.10835954	10.8359
7	0.660	1.625	0.016847	0.00430238	2.426106	2.4261 m
$R_0 \theta_0 = 10 \cdot 10^{-2} \text{ [m]}$						
1	0.100	1.625	1.1064549	$1.7917878 \cdot 10^{-3}$	0.015384254	1.5384
2	0.125	1.625	1.063812	$1.8365825 \cdot 10^{-3}$	0.01640095	1.64009
3	0.200	1.625	0.934244	$1.9512164 \cdot 10^{-3}$	0.019841236	1.98412
4	0.250	1.625	0.8462539	$2.0321798 \cdot 10^{-3}$	0.02281314	2.281314
5	0.300	1.625	0.756696	$2.0664782 \cdot 10^{-3}$	0.02594376	2.594376
6	0.500	1.625	0.374999	$2.1386695 \cdot 10^{-3}$	0.05417977	5.417977
7	0.660	1.625	0.016847	$2.1511947 \cdot 10^{-3}$	1.21305572	1.21305 m

Извод: Изчисленията в Таб.2 показват, че вибрации възникват и при много малки премествания между двата центъра - $\delta \geq 1.5384$ см при големи начални премествания, $R_0 \theta_0 = 10 \cdot 10^{-2}$ м и малки отвори $(a/H)=0.1$.

Графикът на фиг.9 показва, че вибрации настъпват по-рано при големи стойности на a , т.е. при дълга верига. При отвори от порядъка на $(a/H) \approx 0.66$ вибрации практически не настъпват, тъй като δ получава много големи стойности от порядъка на метри, което практически е невъзможно.

6. Заключение

При малки степени на отваряне е възможно възникване на вибрации стига да са налице големи начални премествания $R_0 \theta_0 > 5 \text{ cm}$. В действителност вибрации не възникват, тъй като обикновено $R_0 \theta_0$ е малко. Изследването с помощта на променливите стойности на коефициента на водно количество показва, че вибрации могат да възникнат реално с експерименталните стойности на μ , докато константните стойности показват устойчиво състояние. Неустойчиви състояния, респ. вибрации са възможни при дълги вериги и увеличение на напора H , следствие на висока вълна. Сравнението между начина на изтичане при голям отвор (граничен случай, клонящ към преливник) и непотопен дънен отвор (т.е. малък отвор) показва, че влиянието на

дисипираната енергия е съществено. На практика малките отвори могат да се разглеждат като потенциални течения. Поради тази причина доставената енергия от външните сили води много по-лесно до възникване на вибрации в този случай.

ЛИТЕРАТУРА

1. Vibration of Hydraulic Equipment of Dams
Bulletin by Subcommittees N2 of the Committee on Hydraulics of Dams
ICOLD/May 1994
2. K.Ogihara, S.Ueda, "The Conditions of Self-Excited Vibration Occuring in Radial Gates" Water Power'99, ASCE, July 6-9, 1999, Las Vegas USA
3. Б.Казаков и колектив, Хидравлични моделни изследвания на хидровъзела 'Draaf-El-Kiffan', декември 2000, УАСГ, ЦНИЛХИ.
4. Б.Казаков и колектив, Хидравлично изследване на сегментни затвори, монтирани върху язовирни стени и язове, февруари 2002, УАСГ, кат. 'Хидравлика и Хидрология'
5. Дж.Стокер, Нелинейние колебания в механических и электрических системах, перевод от англ., Москва 1953

HYDRAULIC STUDIES ON THE STABILITY CONDITIONS OF SEGMENT GATES MOUNTED ON THE DAMS

B. Kazakov, M. Maradjieva, A. Iliev

**Fax: +359 2/963 1796, e-mail: marmar_fhe@uacg.bg
Sofia 1164, Bulgaria, 1 "Chr. Smirnenski" blv., UACG**

The segment gates are widely used in Hydrrotechnics to release a discharge in excess of the natural peak inflow. They may be constructed on dams or could operate as submerged gate valves. In this work the first type is considered provided that the lifting system operates as hanging chain device (for example dam Vacha). The widespread use of the above mentioned gates must include the safety conditions related to the self-excited vibrations. The complete engineering investigations require analysis of risk agents on the gates and on the hydraulic structure. Only the hydraulic aspect of the problem is concerned in this paper. Dynamic equation of the rotation motion is applied under small gate opening. The second order non-linear dynamic equation is studied and a special emphasis is placed upon its solution. The inertia movement of the gate, the damping agent and the spring constant of the chain are taken under consideration. A particular attention has been spared for the velocity and the water discharge under the gate. This agent has been investigated in the theoretical equation of motion and by experiments. The dynamic force under the gate is included in the right part of the differential equation. Numerical examples and laboratory studies can be applied for checking of acting gates and for correct design of new ones.

After some mechanical modifications the results could be applied to the operation of gates with oil rods hanging.