

УДК 621.852.2

DOI: 10.30987/1999-8775-2020-7-12-19

С.В. Шишкин

К РАСЧЁТУ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО ЛОМАТЕЛЯ С ЭФФЕКТОМ ПАМЯТИ ФОРМЫ

Рассчитано специальное силовое устройство с эффектом памяти формы методом термомеханических диаграмм, предназначенное для разрушения бетонных конструкций и горных пород. Описано термическое восстановление формы ломателя, использованы уравнения полубезмоментной теории изотропной цилиндрической оболочки при неосесимметричном нагружении. Научная новизна за-

ключается в вычислении параметров диаграммы при заданной деформации радиальным изгибом не из эксперимента, а расчётным путём по стандартной термомеханической кривой при растяжении.

Ключевые слова: память формы, термомеханическая диаграмма, радиальный изгиб, поверхность, сжатие, податливость, перемещение, деформация, сила.

S.V. Shishkin

TO CALCULATION OF ELLIPTIC CRUSHER WITH FORM MEMORY EFFECT

The investigation purpose consists in the development of a calculation model of a thermo-mechanical power device intended for destruction of concrete structures and hard mineral rock. Its operation principle is based on the transformation of the initial round cross-section into the oval one during realization of alloy form memory that ensures a wedging effect.

There is offered the solution of the problem on linear effort definition of a crusher at its impact upon well sides depending on rock resistance and capacity of thermo-mechanical return. The investigation method consists in the modeling of a power pipe with the cylindrical shell at its non-axisymmetric loading as a deformation-power analogue of which a thermo-mechanical diagram is accepted. The essential condition of such an approach is the identity of a task and deformation restoration with samples at the diagram formation and a power element in the structure.

Thereupon fundamentally new is a calculation definition of the parameters of reactive stress depend-

ence upon the deformation value of under-restoration at radial bending according to the diagram at the specified deformation by stretching that allows excluding a labor-intensive experiment.

As a result of the investigations there are obtained formulae for the definition of a linear effort and also for the computation of pipe dimensions within the limits of design calculation.

There is shown an actual example of power characteristics definition. The calculation reliability is confirmed with the application of these power devices during radioactive concrete structure destruction at one of nuclear power plants and at hard rock destruction at emerald field development. In such a way, the thermo-mechanical crusher design offered and a corresponding procedure for calculations can be used in practice without any changes.

Key words: form memory, thermo-mechanical diagram, radial bending, surface, compression, flexibility, shift, deformation, force.

Введение

В настоящее время для безвзрывного разрушения породы на горных разработках и бетонных конструкций в строительстве при аварийных работах и ремонте разработано несколько типов гидравлических и механических ломателей. Но их широкое применение ограничено из-за низкой надёжности в эксплуатации. Вследствие простоты конструкции, компактности и отсутствия подвижных частей достаточно перспективным является термомеханиче-

ский ломатель, хотя он и уступает по силовым характеристикам таким же гидравлическим и механическим образцам. Его конструкция представляет из себя трубу из сплава ТН1 с интервалом мартенситных превращений в области температур +50...+90 град. или связку трубчатых секций для отработки непрямолинейных отверстий, а также специальный электронагреватель.

Принцип действия ломателя

Принцип работы силового устройства при реализации термомеханического возврата поясняется на рис.1. В исходном состоянии при нормальной температуре силовой элемент имеет овальное поперечное сечение 1. При обжатии трубы по образующим между двумя плоскостями ей задаётся предварительная деформация радиальным изгибом порядка 10 %, в результате которой поперечное сечение становится близким к круглому 2 (рис.1а). Далее деформированный силовой элемент с небольшим зазором помещают в скважину (рис.1б). При нагреве выше интервала температур обратного фазового перехода сплава ТН1 труба стремится восстановить свою первоначальную форму, то есть перейти к эллиптическому поперечному сечению, что и обуславливает её силовое воздействие на плиту или породу. Термическое восстановление формы трубы в условиях противодействия представлено на рис.1в. При реализации следующего цикла нагружения силовой элемент устройства снова деформируется. Для его изготовления обычно берётся трубная за-

готовка из никелида титана, получаемая поперечно-винтовой прокаткой, которая подвергается специальной термообработке при выполнении овального профиля [1, 2].

Стандартный диаметр скважины на горных разработках составляет 40...100 мм, то есть наибольшая величина радиального перемещения силового элемента при свободном термическом восстановлении исходной формы равна 3...7 мм. Хотя податливость бетона и горных пород за некоторым исключением при разрушении по данным табл.1 и невелика, проблема увеличения хода таких устройств является весьма актуальной [3].

Прежде чем перейти к определению силовой характеристики, вычислим радиальное перемещение $V(\theta)$ трубы в результате её предварительной деформации изгибом. Будем полагать, что деформированный силовой элемент приобретает поперечное сечение в виде окружности. При обжатии эллиптической трубы 1 в круглую 2 перпендикулярно большой оси (рис. 1а) её срединная поверхность в исходном состоянии описывается уравнением

$$\frac{1}{a^2}[r + V(\theta)]^2 \cos^2 \theta + \frac{1}{b^2}[r + V(\theta)]^2 \sin^2 \theta = 1,$$

где r – радиус срединной поверхности трубы после её деформации; a, b – большая и малая полуоси эллипса соответственно; θ –

угол между осью OX и направлением отсчёта радиального смещения.

Таблица 1

Деформационно-силовые характеристики породы при разрушении

Материал породы	Предел прочности при сжатии в МПа	Предельная деформация разрушения в %.
1. Ангидрит	41	0,5
2. Базальт	262	1,0
3. Кальцит	14	3,5
4. Аргиллит	235	0,9
5. Доломит	343	1,2
6. Гранит	167	0,6
7. Мрамор	45	0,5
8. Известняк	53	0,2
9. Галит	27	10,8

Решая это уравнение относительно прогиба $V(\theta)$, получаем:

$$V(\theta) = ab\xi - r, \text{ где } \xi = (\sqrt{b^2 \cos^2 \theta + a^2 \sin^2 \theta})^{-1}. \quad (1)$$

При радиальном изгибе нерастяжимой трубы с толщиной стенки h наиболь-

шая деформация достигается на её поверхностях и описывается равенством:

$$\varepsilon_i^{(z)}(\theta) = (h/2r)[V(\theta) + \frac{d^2V(\theta)}{d\theta^2}], \text{ при } z=h/2. \quad (2)$$

Выражение (2) при подстановке в него равенства (1) и его второй производной по θ перепишется в следующем виде:

$$ab\xi[1 - (a^2 - b^2)\xi^2 \cos 2\theta + (3/4)(a^2 - b^2)^2 \xi^4 \sin 2\theta] = r[1 + (2r/h)\varepsilon_i^{(h/2)}(\theta)].$$

Следовательно, при $\theta=0$ имеем:

$$r[1 + \varepsilon_i^{(h/2)}(2r/h)] = a[2 - (ab)^2].$$

В соответствии с принятой гипотезой труба не подвергается растяжению в поперечном сечении. Отсюда, запишем второе уравнение равенства периметров окружности и эллипса:

$$2\pi r = \pi[1,5(a+b) - \sqrt{ab}].$$

Вводя обозначения

$$\eta = a/b, \quad \chi = 1 + (2r/h)\varepsilon_i^{(h/2)}(0),$$

получаем:

$$\begin{cases} r\chi/b = \eta(2 - \eta^2) \\ 2r/b = 1,5(1 + \eta) - \sqrt{\eta} \end{cases}.$$

Отсюда, окончательно имеем:

$$4\eta^3 - (8 - 3\chi)\eta - 2\chi\sqrt{\eta} + 3\chi = 0. \quad (3)$$

Решение трансцендентного уравнения (3) нетрудно получить одним из известных методов последовательных приближений.

Для примера определим величины a и b для трубы с $h = 4$ мм и $r = 28$ мм при деформации на сжатой поверхности $-0,10$. Из уравнения (3) при $\chi = -0,4$ получаем, что $\eta = 1,53$. Отсюда, $a = 1,1734$; $r = 32,85$ мм; $b = 0,7669$; $r = 21,47$ мм, то есть $V(0) = 4,85$ мм.

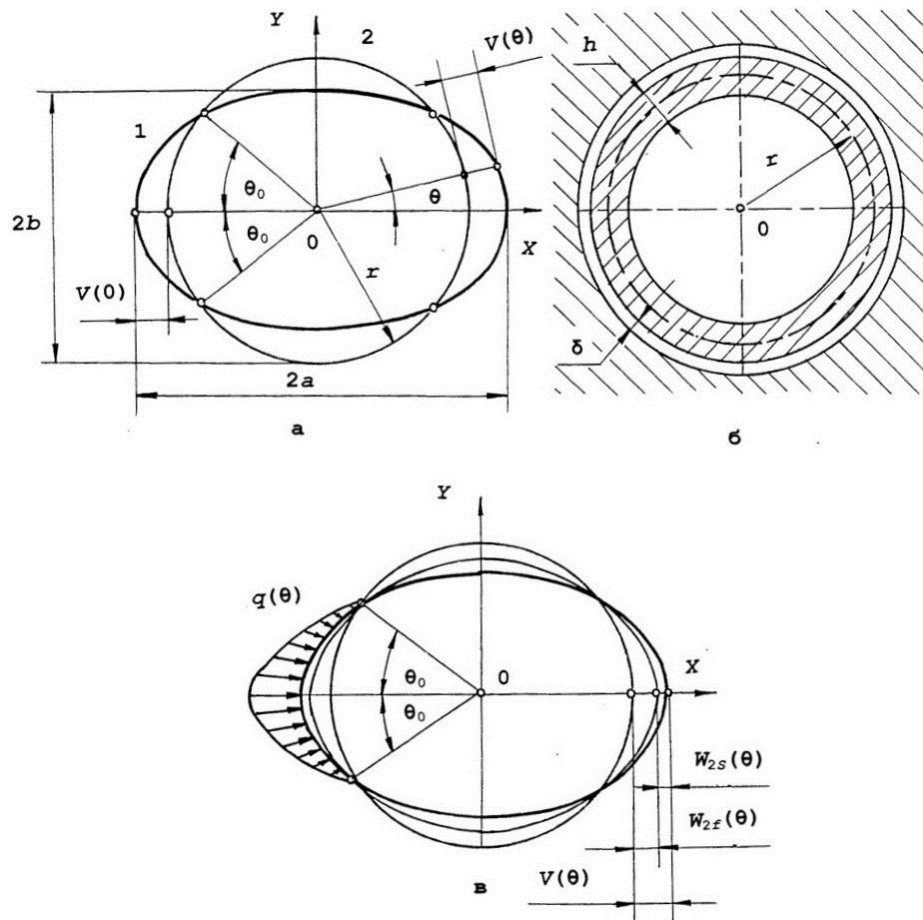


Рис. 1. Кинематическая схема рабочего цикла ломателя:
 а – предварительная деформация силового элемента радиальным изгибом;
 б – вкладывание «взведённого» силового элемента в отверстие скважины;
 в – реализация термомеханического возврата в условиях стеснённого восстановления формы

Методика расчёта

В результате стеснённого термического восстановления формы трубы при нагреве происходит её радиальное перемещение на величину $W_{2f}(\theta)$ (рис.1в). То есть для идеально круглого отверстия перемещение поверхности скважины $W_1(\theta)$ в плоскости XOY равно:

$$W_1(\theta) = W_{2f}(\theta) - \delta,$$

где δ – технологический радиальный зазор между силовым элементом и поверхностью скважины.

Из-за силового противодействия разрушаемой породы или бетонной плиты часть заданной деформации силового элемента не восстанавливается, то есть:

$$W_{2f}(\theta) = K_f V(\theta) - W_{2s}(\theta),$$

где K_f – коэффициент полноты восстановления формы трубы в свободном состоянии при отсутствии противодействия (обычно он составляет 0,92...1); $W_{2f}(\theta)$ – остаточная часть смещения силового элемента, оставшаяся не восстановленной.

Отсюда, условие совместности перемещений трубы и поверхности скважины можно записать так:

$$W_1(\theta) - W_{2s}(\theta) = K_f V(\theta) - \delta.$$

Для решения данного уравнения контакта входящие в него смещения необходимо выразить через искомую контактную нагрузку $q(\theta)$ при воздействии силового элемента на поверхность скважины.

Будем полагать, что смещение поверхности скважины пропорционально контактной нагрузке, то есть удовлетворяет гипотезе упругого основания [4]

$$W_1(\theta) = \lambda q(\theta),$$

где λ – упругая податливость породы или строительной конструкции.

Связь между смещением $W_{2s}(\theta)$ и контактным давлением $q(\theta)$ можно установить на основе термомеханической диаграммы, то есть зависимости реактивных напряжений σ_R от величины деформации невосстановления ε_S . Так как величина реактивных напряжений существенно зависит от вида заданной деформации, то условия задания и восстановления деформации силовым элементом устройства и образцами при определении диаграммы

должны быть идентичными. Исходя из постулата одновариантности обратного фазового перехода, такой подход позволяет исключить историю термического и деформационного нагружения трубы и производить расчёт по её конечному напряжённому состоянию.

Методика построения термомеханической кривой при заданной деформации колец радиальным изгибом изложена в работе [1]. Она сводится к обжатию кольца из сплава ТН1 при нормальной температуре между двумя призмами на заданную величину Δ их вертикального перемещения. Затем при жёсткой фиксации верхней подвижной призмы измеряют реактивное усилие возврата P_R , развиваемое кольцевым образцом при нагреве. Термомеханическую диаграмму определяют на основе корреляции между величинами P_R

и Δ . Согласно рис. 2 соответствующая зависимость в квазилинейной форме имеет

вид:

$$\sigma_R^{(u)}(z, \theta) = \sigma_{R(0)}^{(u)} + E_u^* \varepsilon_S^{(z)}(\theta), \quad (4)$$

где $\sigma_{R(0)}^{(u)}, E_u^*$ – параметры линейной аппроксимации термомеханической кривой; $\varepsilon_S^{(z)}(\theta)$ – окружная деформация невосстановления образца в точке (z, θ) .

Отметим, что значения реактивных напряжений возврата будут различными в точках (z, θ) в зависимости от величины деформации невосстановления. При этом участки кольца находятся как в растянутом, так и в сжатом состоянии (аналогично и в силовом элементе ломателя). Поэтому при разрушении породы или строительной конструкции часть энергии термомеханического возврата остаётся нереализованной.

Под объёмом памяти формы при заданной деформации радиальным изгибом понимают её наибольшее значение при практически полном восстановлении исходной формы кольца в свободном состоянии при нагреве. В процессе испытаний его определяют по величине Δ , при этом его значение составляет порядка $\varepsilon_V^{(и)} = 10\%$.

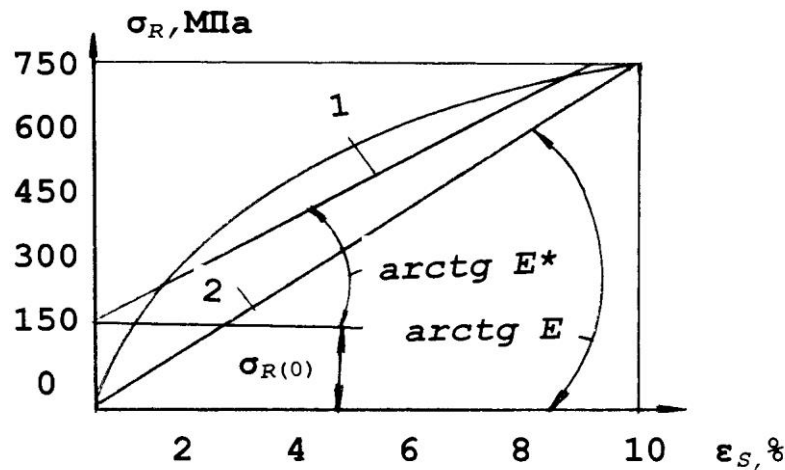


Рис. 2. Термомеханическая диаграмма сплава ТН1 при заданной деформации колец радиальным изгибом при её описании в квазилинейной (1) и линейной (2) форме

Однако в инженерной практике параметры термомеханической кривой (4) обычно вычисляют, исходя из стандартной диаграммы сплава при заданной деформации растяжением при паспортизации его специальных характеристик [5]:

$$\sigma_{R(0)}^{(u)} \approx (12\sigma_{R(0)}^+ + 0,8\sigma_{R\max}^+) / 9;$$

$$E_u^* \approx (16E^+ - 27\sigma_{R\max}^+) / 9,$$

где $\sigma_{R(0)}^+, E^+$ - коэффициенты линейной аппроксимации термомеханической диаграммы при заданной деформации растяжением при её описании в квазилинейной форме: $\sigma_{R\max}^+$ - максимальная величина реактивного напряжения возврата при деформации недовосстановления, равной объёму памяти формы при растяжении

$$\epsilon_S = \epsilon_V^+ = 0,08.$$

Для получения приближённого решения представим термомеханическую диаграмму в линейном виде.

$$\sigma_R = E\epsilon_S^{(u)}, \tag{5}$$

где E – термомеханический аналог секущего модуля упругости.

При описании кривой в квазилинейной форме (рис.2) величина E в равенстве (5) равна:

$$E = E_u^* + \sigma_{R(0)}^{(u)} / \epsilon_V^{(u)}. \tag{6}$$

Очевидно, что при использовании соотношений (5) и (6) расчётная величина усилия, развиваемая ломателем, оказывается заниженной.

Рассмотрим силовой элемент в виде изотропной, цилиндрической оболочки при неосесимметричном нагружении. Согласно полубезмоментной теории Власова В.З. её окружная деформация описывается следующим дифференциальным уравнением [6]:

$$\frac{\partial^4 v(\rho, \theta)}{\partial \rho^4} + \frac{h^2}{12r^6} L[v(\rho, \theta)] = -\frac{1}{Eh} P(\rho, \theta), \tag{7}$$

где $L, P(\rho, \theta)$ – дифференциальный оператор Власова В.З. и функция поверхностной нагрузки

$$L = \frac{\partial^4}{\partial \theta^4} + \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \quad P(\rho, \theta) = \frac{\partial^3 p_1}{r^2 \partial \theta^3} - \frac{\partial^2 p_2}{r \partial \rho \partial \theta} + \frac{\partial^2 p_3}{r^2 \partial \theta^2}.$$

Так как поверхностная нагрузка симметрична относительно плоскости $\theta=0$, то её компоненты p_1, p_2, p_3 можно разло-

жить в бесконечные косинусоидальные ряды:

$$p_i = p_{i0} + \sum_{k=1}^{\infty} p_{ik}^* \cos k\theta, \quad (I=1,2,3) \quad (8)$$

$$P(\rho, \theta) = \sum_{k=1}^{\infty} p_k^* \sin k\theta = \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{k^3}{r^2} p_{1k}^* + \frac{k}{r} \frac{d p_{2k}^*}{d \rho} - p_{3k}^* \frac{k^2}{r^2} \right) \sin k\theta. \quad (9)$$

Внесём выражение (9) в правую часть уравнения (7) и будем искать его решение также в виде ряда

$$v(\rho, \theta) = \sum_{k=1}^{\infty} F_k(\rho) \sin k\theta, \quad (10)$$

$$\sum_{k=1}^{\infty} \left[\frac{d^4 F_k(\rho)}{d \rho^4} + \frac{h^2}{12r^6} F_k k^4 (k^2 - 1)^2 \right] \sin k\theta = -\frac{1}{Eh} \sum_{k=1}^{\infty} p_k^* \sin k\theta, \quad (11)$$

где k – тое уравнение системы (11) имеет следующий вид:

$$\frac{d^4 F_k(\rho)}{d \rho^4} + 4\beta_k^4 F_k(\rho) = -\frac{P_k(\rho)}{Eh} \quad (12)$$

при обозначении

$$4\beta_k^4 = h^2 k^4 (k^2 - 1)^2 / 12r^6.$$

Будем полагать, что контактное давление между силовым элементом и отверстием в плите не зависит от ρ , то есть $q(\rho) = \text{Const}$ и распределяется по углу по закону косинуса

$$q(\theta) = q_{\max} \cos \theta, \quad \text{при} \quad -\theta_0 \leq \theta \leq \theta_0 \quad \text{и} \quad \pi - \theta_0 \leq \theta \leq \pi + \theta_0, \quad \text{где}$$

$$q_k^* = \frac{2}{\pi} \omega_k q_{\max}, \quad \omega_k = \frac{\sin(k+1)\theta_0}{k+1} + \frac{\sin(k-1)\theta_0}{k-1}.$$

Таким образом, ряд (13) будет представлен в следующем виде:

$$q(\theta) = \frac{2}{\pi} q_{\max} \left\{ \sin \theta_0 + \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \left[\frac{\sin(k+1)\theta_0}{k+1} + \frac{\sin(k-1)\theta_0}{k-1} \right] \cos k\theta \right\}. \quad (14)$$

С учётом соотношения (14) при $p_2 = p_3 = 0$ функцию поверхностной нагрузки (9) можно описать уравнением:

$$P(\rho, \theta) = \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \frac{2k^3 \omega_k}{\pi r^2} q_{\max} \sin k\theta.$$

Поскольку напряжённно-деформированное состояние трубы не за-

Подставив ряды (8) в функцию поверхностной нагрузки, получаем:

где $F_k(\rho)$ – функция только от ρ .

В результате подстановки ряда (10) в уравнение (7) оно распадается на бесконечную систему обыкновенных, дифференциальных уравнений:

угол θ соответствует половине границы контакта между трубой и скважиной.

Представим контактное давление в виде следующего симметричного ряда

$$q(\theta) = q_0 + \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} q_k^* \cos k\theta. \quad (13)$$

Для определения члена ряда q_0 проинтегрируем правую и левую части равенства (13) от 0^0 до 360^0 . Отсюда, получаем $q_0 = (2/\pi) q_{\max} \sin \theta_0$. Соответственно, для определения членов ряда q_k^* умножим обе части равенства (13) на $\cos k\theta$ и также проинтегрируем от 0 до 360^0 . Отсюда, находим:

висит от ρ , то есть $d^4 F_k(\rho) / d \rho^4 = 0$, то из уравнения (12) следует, что функция F_k равна

$$F_k = -\frac{24 q_{\max} r^4 \omega_k}{\pi E h^3 k (k^2 - 1)^2} = \text{const}.$$

Отсюда, находим радиальное смещение силового элемента $W_{2S}(\theta)$:

$$W_{2S}(\theta) = -\frac{dv(\theta)}{d\theta} = \frac{24r^4 q_{\max}}{\pi E h^3} \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \left[\frac{\sin(k+1)\theta_0}{k+1} + \frac{\sin(k-1)\theta_0}{k-1} \right] \frac{\cos k\theta}{(k^2 - 1)^2}$$

При $\theta = 0$ это выражение переписывается в виде:

$$W_{2S \max}(0) = \frac{24r^4 q_{\max}}{\pi E h^3} \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \frac{\omega_k}{(k^2 - 1)^2}. \quad (15)$$

Условие совместности перемещений достаточно рассмотреть только относительно их амплитудных значений. Таким образом, подставляя в него равенство (15) с учётом симметричной части $W_{2S(0)}$

$$W_{2S(0)} = \frac{2q_{\max} r^2}{\pi E h} \sin \theta_0$$

и податливости породы, определяем величину максимального контактного давления в q_{\max} точке $\theta=0$.

$$q_{\max} = \frac{\pi E h^3 [V(0)K_f - \delta]}{24r^4 (\Phi + \frac{h^2}{12r^2} \sin \theta_0) + f} \approx \frac{\pi E h^3 [V(0)K_f - \delta]}{24r^4 \Phi + f} \quad (16)$$

при обозначениях:

$$\Phi = \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \frac{\omega_k}{(k^2 - 1)^2}, \quad f = \pi E h^3 \lambda.$$

Из анализа выражения (16) очевидно, что осесимметричной составляющей можно пренебречь. Общая величина погонного усилия (усилия на единицу длины скважины) при воздействии силового элемента устройства равна:

$$Q = 2q_{\max} \int_0^{\theta_0} r \cos \theta d\theta = 2q_{\max} r \sin \theta_0;$$

$$Q = \frac{[V(0)K_f - \delta] \sin \theta_0}{\lambda(1/2r + 12r^3 \Phi / f)}.$$

$$\sigma_{\max} = [K_f V(0) - \delta] \sin \theta_0 [\lambda B(4r^3 \Phi / f + 1/6r)]^{-1} \geq \sigma_g.$$

Из уравнения (1) с учётом зазора δ нетрудно найти и величину угла контакта:

$$\pm \theta_0 = \arcsin \sqrt{\frac{1}{\eta^2 - 1} \left[\frac{a^2}{(r + \delta)^2} - 1 \right]}.$$

Для примера определим наибольшую ширину бетонной плиты B с пределом прочности $\sigma_b = 1,2$ МПа и податливостью $\lambda = 0,07$ мм/МПа, которую может разрушить труба из сплава ТН1 с толщиной стенки $h = 4$ мм при диаметре скважины 60 мм ($r = 28$ мм) и радиальном зазоре между силовым элементом и отверстием $\delta = 0,5$ мм. Выше было получено, что в точке $\theta = 0$; $V(0) = 4,85$ мм.

В соответствии с рис. 2 параметры термомеханической диаграммы сплава ТН1 при заданной деформации радиальным изгибом и её описании в квазилинейной

По Нейберу [7] максимальное напряжение на контуре отверстия в плите шириной B составляет

$$\sigma_{\max} = 3\sigma_{cp} = 3Q/B.$$

Если σ_b – предел прочности материала плиты, то её разрушение наступает при условии $\sigma_{\max} > \sigma_b$. При этом инженерный расчёт силового элемента может быть и проектным при определении толщины стенки трубы h

$$h \geq r \sqrt[3]{\frac{4\Phi}{\pi E \left[\frac{V(0)K_f - \delta}{\sigma_g B} - \frac{\lambda}{6r} \right]}}$$

либо проверочным, относительно максимальных напряжений, или ширины плиты B , которую необходимо разрушить

форме составляют: $\sigma_{R(0)} = 144$ МПа, $E^* = 6405$ МПа. Отметим, что данные значения получены пересчётом, исходя из стандартной термомеханической кривой при заданной деформации растяжением, которую определяли экспериментально при сертификации материала. ($\sigma_{R(0)}^+ = 80$ МПа, $E^+ = 4320$ МПа, $\sigma_{R \max}^+ = 425$ МПа). Отсюда, по формуле (6) находим, что $E = 7845$ МПа (при $\varepsilon^{(n)}_V = 0,1$).

Угол контакта трубы с отверстием $2\theta_0$ и величина Φ равны: $2\theta_0 = 59,3^\circ$ и $\Phi = 0,09352$. В результате определяем, что $B < 305$ мм, при этом погонная нагрузка составляет $Q = 123$ Н/мм, что даёт при длине трубы 250 мм общую расклинивающую силу в 30,7 кН. В расчётах коэффициент полноты восстановления формы принят равным $K_f = 0,96$.

Заключение

Эффективность предложенной технологии и достоверность определения силовой характеристики термомеханических ломателей подтверждена их применением

при разрушении радиоактивных бетонных конструкций на одной из АЭС, а также при разрушении твёрдой породы на разработках месторождения изумрудов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шишкин С.В., Махутов Н.А. Расчёт и проектирование силовых конструкций на сплавах с эффектом памяти формы. М.: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2007. 412 с.
2. Хасьянов У., Шишкин С.В., Хасьянова Д.У. Формирование и ВТМ обработка пустотелых заготовок из сплавов с ЭПФ: сборник тр. М.: Неделя металлов в Москве, 2009. С.374 -379.
3. Хачин В.Н. Никелид титана: структура и свойства. М.: Наука, 1992. 159 с.
4. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981. 224 с.
5. Shishkin S.V., Makhutov N.A. *Calculation and Designing Alloyed Power Structures with Form Memory Effect*. М.: RC "Regular and Random Dynamics", 2007. pp. 412.
6. Khasiyanov U., Shishkin S.V., Khasiyanova D.U. Formation and VTM machining of EPF alloy hollow billets: Proceedings. М.: *Metal Week in Moscow*, 2009. pp. 374-379.
7. Khachin V.N. *Titanium Nickelide: Structure and Properties*. М.: Science, 1992. pp. 159.
8. Iosilevich G.B. *Stress and Deformation Concentration in Machinery*. М.: Mechanical Engineering, 1981. pp. 224.
9. Shishkin S.V. To calculation of alloy thermo-mechanical diagram with form memory at flat and radial bending // *Company Laboratory*, 2003. Vol.69. No.9. pp. 48-54.
10. Boyarshinov S.V. *Fundamentals of Machine Structural Mechanics*. М.: Mechanical Engineering, 1973. pp. 456.
11. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Machinery Stress Calculation: reference book 3-d edition revised and supplemented*. М.: Mechanical Engineering, 1979. pp. 701.

Ссылка для цитирования:

Шишкин С.В. К расчёту эллиптического ломателя с эффектом памяти формы // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 7. С. 12 - 19. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-7-12-19.

Статья поступила в редакцию 23.02.20.

Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета

Петрешин Д.И.,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ».

Статья принята к публикации 22.06.20.

Сведения об авторах:

Шишкин Сергей Виленович, д.т.н., профессор, Московский авиационный институт, e-mail: ssshisha@yandex.ru.

Shishkin Sergey Vilenovich, Dr. Sc. Tech., Prof., Moscow Aircraft Institute, phone: e-mail: ssshisha@yandex.ru.