

УДК 621.73.06; 621.97.06; 51-74

Волновые напряжения в штоках молотов при ударе с учетом массы бабы и силы деформации поковки

Синицкий В. М.¹, Иванов А. В.^{1,*}

[*avivanov1969@gmail.com](mailto:avivanov1969@gmail.com)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Рассмотрен аналитический метод определения продольных напряжений в штоках шаботных молотов при ударе падающих частей по деформируемому (податливому) препятствию. Предложена расчетная схема падающих частей молотов и аналитический метод анализа, основанный на преобразовании Лапласа волнового уравнения, позволяющий определять изменение относительных деформаций и напряжений во времени в штоке в месте его заделки в бабе молота при нежестком ударе падающих частей. Представленный подход расчета напряжений может быть с успехом применен для выбора оптимальных масс и геометрических параметров штока и поршня при ударе по деформируемому препятствию без демпфирования и с учетом рассеивания энергии.

Ключевые слова: шток молота, волновые напряжения, волновое уравнение, преобразование Лапласа, прямой гидроудар

Введение

В ряде опубликованных работ по теоретическому исследованию волновых напряжений в штоках ковочных молотов [1–5] были рассмотрены случаи возникновения волновых напряжений в штоках молотов с учетом массы поршня при ударе о жесткое (недеформированное) препятствие. Действительно, масса бабы молота многократно превышает массы штока и скрепленного с ним поршня и в первом приближении может при ударе считаться неподвижной. Таким образом, найденные величины напряжений могут рассматриваться как максимально возможные, возникающие в сечении штока, контактирующего с бабой молота. Такой подход возможен при исследовании удара бойков (штампов) при отсутствии поковки или при ее захлаживании, и не отражает физического содержания технологического процессаковки [1–3].

В большинстве реальных процессах при ударе, наряду с движением штока с поршнем, происходит перемещение бабы с закрепленным на ней инструментом, на величину деформации поковки. Поэтому в общем случае решения задачи об ударе по деформируемому (податливому) препятствию приходится учитывать наряду с массами поршня и што-

ка массу бабы молота с инструментом, которые при деформации поковки воспринимают реакцию силыковки, останавливающую движение подвижных частей молота. Аналогичные случаи возможны и при рассмотрении ударных процессов с использованием разного рода упоров с амортизирующими свойствами [1, 3, 5, 6].

Удар падающих частей молота по деформируемому препятствию

Удар падающих частей молота по жесткому и деформируемому (податливому) препятствию приводит к возникновению в поперечных сечениях штока волновых напряжений [1–3, 6, 7]. При ударе по деформируемому препятствию в качестве реактивного воздействия на ударяющийся стержень следует, по-видимому, считать торможение его движения, т.е. значение отрицательного (по отношению к первоначальной скорости) ускорения, приложенного к торцевому сечению (рис. 1).

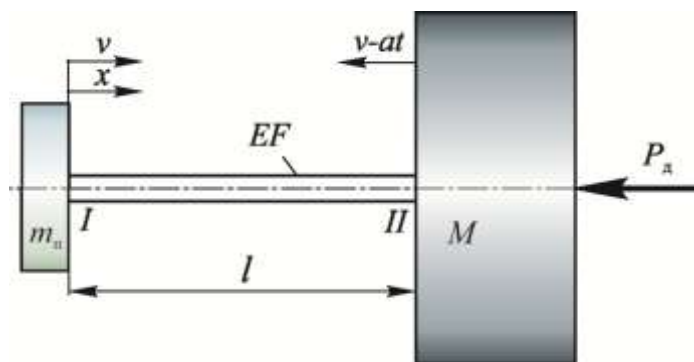


Рис. 1. Расчетная схема торможения штока с поршнем при ударе

Рассмотрим задачу о возникновении волновых колебаний и напряжений в торцевом сечении штока, примыкающего к бабе молота (сечение II см. рис. 1), при нежестком ударе, когда шток испытывает отрицательное ускорение (торможение) с постоянной величиной a . К противоположному сечению штока (сечение I см. рис. 1), жестко прикреплен поршень массой m_p .

В соответствии с рис. 1 введем следующие обозначения:

m_p – масса поршня, кг; $m_{ш}$ – масса штока, кг; M – масса бабы молота, кг; F, E – площадь поперечного сечения штока, m^2 , и модуль упругости первого рода материала штока, МПа; l – длина штока, м; v – скорость движения подвижной системы до удара, м/с; P_d – сила деформирования поковки, Н; a – отрицательное ускорение замедления, возникающее из-за внезапного приложения силы P_d , m/c^2 ; x – координата сечения штока, м; t – текущее время, с.

Для определения напряжений в штоке молота, которые возникают не при мгновенной остановке одного его конца при ударе, а при торможении этого конца под действием отрицательного ускорения, как это показано на схеме рис. 1, рассмотрим решение волнового уравнения:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

где u – смещение точек (сечений) штока вдоль оси OX , м; $c = \sqrt{E/\rho}$ – скорость распространения ударной волны (звука) в материале штока, м/с; ρ – плотность материала штока, кг/м³ [2, 3, 6–8].

В соответствии с принятой физической моделью граничные условия для штока определяются в виде:

при $x = 0$, т.е. в месте соединения штока с поршнем, сила, действующая на поршень, равна относительному смещению сечения штока, умноженному на его площадь и модуль упругости, и в свою очередь оказывается равной силе, определяемой вторым законом Ньютона, т.е.

при $x = 0$

$$m_n \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -EF \frac{\partial u}{\partial x}; \quad (2)$$

при $x = l$, т.е. в месте заделки штока в бабе молота,

$$u = vt - \frac{at^2}{2}. \quad (3)$$

Начальные условия задачи:

при $t = 0$

$$u = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial t} = v. \quad (4)$$

Для упрощения задачи принято, что замедление движения (отрицательное ускорение) постоянно и равно $a = \frac{P_d}{M}$, хотя возможно принимать и другие зависимости ускорения в функции от времени t .

Решение волнового уравнения (1) выполняется операторным методом путем преобразования по Лапласу с учетом начальных условий [9]. В этом случае преобразованное уравнение (1) с начальными условиями (4) и граничными условиями (2) и (3) будет иметь вид:

$$\frac{d^2 \bar{u}}{dx^2} - \frac{p^2}{c^2} \bar{u} = -\frac{v}{c^2}; \quad (5)$$

$$p^2 \bar{u} = \frac{EF}{m_n} \frac{d\bar{u}}{dx} + v, \quad (\text{при } x = 0); \quad (6)$$

$$\bar{u} = \frac{v}{p^2} - \frac{a}{p^3}, \quad (\text{при } x = l), \quad (7)$$

где p – символ преобразования по Лапласу (оператор Лапласа); $\bar{u}$ – преобразованное по Лапласу смещение сечения штока, т.е. изображение искомой неизвестной u .

Опуская промежуточные выкладки покажем, что решение системы уравнений (5-7) для относительной степени деформации штока в заделке будет представлено в виде бесконечного ряда:

$$\left. \frac{du}{dx} \right|_{x=l} = -\frac{m_n a}{FE} \left[1 - \frac{4}{\pi} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n \cos\left(\frac{\pi ct}{2l}(2n+1)\right)}{(2n+1)} \right] - \frac{al}{c^2} \left[1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\cos\left(\frac{\pi ct}{2l}(2n+1)\right)}{(2n+1)^2} \right]. \quad (8)$$

По закону Гука, для определения выражения зависимости напряжений в штоке от времени, достаточно (8) умножить на модуль упругости первого рода. В результате получается следующее выражение:

$$\sigma|_{x=l} = -\frac{m_n a}{F} \left[1 - \frac{4}{\pi} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n \cos\left(\frac{\pi ct}{2l}(2n+1)\right)}{(2n+1)} \right] - \frac{Eal}{c^2} \left[1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\cos\left(\frac{\pi ct}{2l}(2n+1)\right)}{(2n+1)^2} \right]. \quad (9)$$

Выражение $\frac{Eal}{c^2}$, учитывая, что $c^2 = \frac{E}{\rho}$, преобразуется в выражение ρal , умножив и разделив которое на величину F получим $\frac{m_{ш} a}{F}$. Таким образом, первое слагаемое выражения (9) учитывает влияние на уровень напряжений в штоке массы поршня, а второе – массы собственно штока.

Для отметки времени $t = \frac{2l}{c}$ выражение (9) дает максимальное значение напряжения сжатия в торцевом сечении II штока (см. рис. 1), порядка

$$\sigma = -2 \frac{m_n + m_{ш}}{F} a, \quad (10)$$

где $0 < a < \infty$.

Для исследования выбрано сечение штока II, обращенное к преграде, потому, что именно по нему реально происходит разрушение штоков, скрепленных бабами, у ковочных молотов.

Общая масса ударяемых элементов $M_{общ} = m_n + m_{ш} + M$.

В таком случае ускорение замедления можно оценить $a = \frac{P_d}{M_{общ}}$.

Тогда напряжение сжатия в штоке при ударе с учетом силы деформации поковки определяется по формуле

$$\sigma = -2P_d \frac{m_n + m_{ш}}{m_n + m_{ш} + M} \cdot \frac{1}{F}. \quad (11)$$

Значение коэффициента "2" при волновых процессах определяется суммированием напряжений от прямой и обратной волны, как это наблюдается при гидроударах в тупиковых трубопроводах [10].

Однако, исследуя изложенные выше результаты, необходимо ответить на один важный вопрос, связанный с величиной напряжений за время удара t .

Для этого рассмотрим второе слагаемое формулы (9). Максимальное напряжение в стержне от торможения собственной массы определяется как $\sigma|_{x=l} = -2 \frac{Eal}{c^2}$. При времени

пробега прямой и обратной волны $t = \frac{2l}{c}$ и при $a = \frac{v}{t}$

$$\sigma|_{x=l} = -2 \frac{Eal}{c^2} = -\rho v c. \quad (12)$$

Выражение (12) совпадает со знаменитой формулой прямого гидроудара Н.Е. Жуковского. Отсюда следует, что если время удара $t \leq \frac{2l}{c}$, то величины напряжений определяются по формуле удара стержня о жесткую преграду (12). В противном случае уровень напряжений снижается [10].

Заключение

Стойкость, т.е. продолжительность службы, штоков молотов во многом зависит от условий их эксплуатации. Проведение ковочных операций при пониженной температуре (захоложенной) поковки, неправильный выбор объема заготовки при работе в режиме штамповки с ударами штампов между собой снижает стойкость штоков [1, 4]. При проектировании молотов также необходимо обеспечить возможную минимальную массу поршня молота, а также обратить внимание на возможное увеличение массы бабы молота по сравнению с массами поршня и штока [3]. Как это видно, при отсутствии учета масс бабы и поршня волновые напряжения в штоке определяются формулой Н.Е. Жуковского и не зависят от диаметра штока. Но при учете значительно превосходящей эти массы поршня и штока масса бабы изменяет ситуацию, и увеличение диаметра штока приводит к снижению напряжений при ударе о податливую опору, которой является поковка. Регулировка направляющих бабы молота и работа с меньшим по возможности эксцентриситетом также повышает стойкость штоков, как и выбор их материала и упрочнения поверхности контакта с бабой молота.

При теоретическом рассмотрении не учитывалось явление отскока при ударе и колебания системы с учетом массы бабы молота, которые по частоте значительно меньше собственных частот штока с поршнем.

Практическая рекомендация по работе с меньшими деформациями при ударах с увеличением их общего количества на практике вряд ли осуществима, т.к. режим работы, как правило, выбирает кузнец, опираясь на личный опыт.

Список литературы

1. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: учеб. для студ. высш. учеб. заведений. М.: ИЦ «Академия», 2008. 480 с.
2. Коган М.С., Утробин В.И., Власов О.Г. и др. Исследование напряжений в штоке штамповочного молота м.п.ч. 16 // Кузнечно-штамповочное производство. 1975. № 11. С. 30-35.
3. Синицкий В.М., Иванов А.В. О волновых напряжениях в штоках шаботных молотов // КШП. ОМД. 2014. № 12. С. 33-40.
4. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. IV-4. Кузнечно-штамповочное оборудование. Литейное производство / под ред. Ю.А. Бочарова. М.: Машиностроение, 2005. 926 с.
5. Бочаров Ю.А., Власов О.Г., Коган М.С. и др. Проблемы совершенствования штамповочных молотов // Кузнечно-штамповочное производство. 1975. № 2. С. 30-32.
6. Бурмистров С.Б. Разработка методики проектирования механической системы штамповочного молота по техническим параметрам штамповки: дис. ... канд. техн. наук. М., 1990. 179 с.
7. Hong Yan, Zhi Min Huang. Numerical Simulation of Hammer Forging Process for Inconel 718 // Advanced Materials Research. 2011. Vol. 383-390. P. 697-700. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.383-390.697
8. Санкин Ю.Н., Юганова Н.А. Динамическая модель заготовки при проектировании ковочных молотов // Прикладная математика и механика: сб. науч. тр. Ульяновск: УлГТУ, 2011. С. 458-464.
9. Пантелеев А.В. Теория функций комплексной переменной и операционное исчисление в примерах. М.: Высшая школа, 2001. 376 с.
10. Синицкий В.М., Иванов А.В. Основы динамики гидрофицированных металлургических машин и агрегатов: учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. 176 с.

Wave Stresses in the Anvil Hammer Rods under Impact Including Ram Mass and Deformation Force of Forgings

V.M. Sinitskiy¹, A.V. Ivanov^{1,*}

*avivanov1969@gmail.com

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: rod of anvil hammer, wave stresses, wave equation, Laplace's transformation (LT), direct pressure shock

When operating the anvil hammers there occur impacts of die tooling and as a consequence, virtually instantaneous impact stops of motion of drop hammer parts. Such operating conditions come with accelerated failures of the anvil hammer rods because of emerging significant wave stresses. Engineering practice widely uses variation, difference, and integral methods to calculate wave stresses. However, to use them a researcher has to acquire certain skills, and the special programs should be available. The paper considers a method for estimating the wave stress changes in the anvil hammer rods, which is based on the wave equation of the Laplace transform. It presents a procedure for generating differential equations and their solution using the operator method. These equations describe the wave processes of strain and stress propagation in the anvil hammer rod under non-rigid impact with the compliance obstacle of the drop hammer parts. The work defines how the piston and rod mass and also the mechanical and geometric parameters of the rod influence on the stress level in the rod sealing of the hammer ram. Analysis of the results shows that the stresses in the rod sealing are proportional to the total amount of wave stresses caused by the rod and piston impact included in the total weight of the system. The piston influence on the stresses in the rod under impact is in direct proportion to the ratio of its mass to the mass of the rod. Geometric parameters of the rod and speed of drop parts before the impact influence on the stress value as well. It was found that if the time of impact is less than the time of the shock wave running in forward and backward direction, the impact with a compliance obstacle is equivalent to that of with a rigid obstacle, and the dependence of the wave stresses follows the Zhukovsky formula of direct pressure shock. The presented method of stress calculation can be successfully used to select the optimal mass and the rod and piston geometric parameters under non-rigid impact without damping and taking into account the energy dissipation until stiff stop of drop hammer parts.

References

1. Bocharov Yu.A. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie* [Forging and stamping equipment]. Moscow, ITs "Akademiia" Publ., 2008. 480 p. (in Russian).
2. Kogan M.S., Utrobin V.I., Vlasov O.G., et al. Stress analysis in the rod of forging hammer MPC 16. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo = KSHP*, 1975, no. 11, pp. 30-35. (in Russian).
3. Sinitsky V.M., Ivanov A.V. About wave stresses in the rods of anvil hammers. *KSHP. OMD*, 2014, no. 12, pp. 33-40. (in Russian).
4. Bocharov Iu.A., ed. *Mashinostroenie. Entsiklopediia. V 40 t. T. 4-4. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie. Liteinoe proizvodstvo* [Mechanical Engineering: Encyclopedia. In 40 vols. Vol. 4-4. Forging and stamping equipment. Foundry]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005. 926 p. (in Russian).
5. Bocharov Iu.A., Vlasov O.G., Kogan M.S., et al. Problems of improving forging hammers. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo = KSHP*, 1975, no. 2, pp. 30-32. (in Russian).
6. Burmistrov S.B. *Razrabotka metodiki proektirovaniia mekhanicheskoi sistemy shtampovochnogo molota po tekhnicheskim parametram shtampovki. Kand. diss.* [Development of methodology for the design of a mechanical system of stamping hammer by stamping specifications. Cand. diss.]. Moscow, 1990. 179 p. (in Russian).
7. Hong Yan, [Zhi Min Huang](#). Numerical Simulation of Hammer Forging Process for Inconel 718. *Advanced Materials Research*, 2011, vol. 383-390, pp. 697-700. DOI: [10.4028/www.scientific.net/AMR.383-390.697](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.383-390.697)
8. Sankin Iu.N., Iuganova N.A. Dynamic model of the workpiece when designing forging hammer. *Prikladnaia matematika i mekhanika: sb. nauch. tr.* [Applied mathematics and mechanics: collection of scientific papers]. Ul'ianovsk, UlSTU Publ., 2011, pp. 458-464. (in Russian).
9. Panteleev A.V. *Teoriia funktsii kompleksnoi peremennoi i operatsionnoe ischislenie v primerakh* [Theory of functions of a complex variable and operational calculus in examples]. Moscow, Vysshiaia shkola Publ., 2001. 376 p. (in Russian).
10. Sinitskii V.M., Ivanov A.V. *Osnovy dinamiki gidrofitsirovannykh metallurgicheskikh mashin i agregatov* [Fundamentals of dynamics hydraulic metallurgical machines and units]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007. 176 p. (in Russian).