# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**8**

**2009**

**ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА**

***Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней***

**Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)**

**ООО «Издательство Машиностроение»**
**107076, Москва, Стромынский пер., 4**

**Адрес редакции:**

***107076, Москва,***
***Стромынский пер., 4.***
***Телефон: 8-(499)-748-02-91***
***E-mail: vestmash@mashin.ru***
***www.mashin.ru***

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
**27841** ("Пресса России"),
**60264** ("Почта России")
Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15



**Главный редактор А.И. САВКИН**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М.** (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г., Древаль А.Е.** (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А., Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

# СОДЕРЖАНИЕ


## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

**Логашина И. В., Чумаченко Е. Н., Бобер С. А., Аксенов С. А.** — Моделирование термонагруженного состояния корпуса лазерного гироскопа для дальней космической связи . . . 3

**Назаров А. Д.** — Теоретические основы уравновешивания V-образных восьмицилиндровых двигателей и обеспечения возможности балансировки коленчатого вала . . . 8

**Аскаров Е. С.** — Кинематический синтез передаточного шарнирного четырехзвенника с выполнением дополнительных условий . . . 17

**Остсемин А. А.** — Определение напряженного состояния и коэффициентов интенсивности напряжений в конструкциях с трещиноподобными дефектами методом голографической интерферометрии . . . 21

**Шишкарев М. П.** — Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт . . . 29

**Бондалетов В. П., Быкова Т. Е., Шенкман Л. В.** — Механические потери в храповых механизмах свободного хода блочного типа . . . 33

**Герасимов В. Я., Парышев Д. Н.** — Долговечность резьбовых соединений при действии переменных напряжений изгиба . . . 36

**Чернявский Д. И., Чернявская Д. Д.** — Критерий формирования плоского фронта ударной волны в стержнях . . . 38

**Степанов Ю. С., Кобяков Е. Т., Поляков А. И.** — Анализ колебаний физического маятника при кинематическом возмущении . . . 40

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Нодельман М. О.** — Прогнозная оценка реологических параметров пластичных металлов в условиях самоорганизации вязкопластического течения срезаемого слоя припуска . . . 43

**Колесников В. И., Ермаков С. Ф., Сычев А. П., Мулярчик В. В.** — Влияние алкильного радикала на оптическую активность холестерических жидкокристаллических наноматериалов . . . 53

### *Обработка материалов без снятия стружки*

**Воронцов А. Л.** — Изготовление полых изделий вытяжкой по внутренней поверхности . . . 58

**Иванов Ю. В.** — Исследование и анализ виброактивности ковочных молотов . . . 63

**Козлов А. В., Шеркунов В. Г., Хилькевич Я. М.** — Напряженное состояние в трубе при ее гибке с раскатыванием *n* парами близко расположенных деформирующих элементов . . . 67

## ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

**Ханыгина Е. С.** — Проектирование логистических систем в управлении цепочками поставок . . . 70

**Омельченко И. Н., Третьякова В. А.** — Оптимизация бизнес-процесса . . . 74

**Холодников Ю. В.** — Перспективы развития в России производства композиционных материалов и изделий из них . . . 80

**Ирзаев Г. Х.** — Оптимизация системы показателей при управлении технологичностью изделий машиностроения . . . 83

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

**Коротков В. А.** — Плазменная закалка зубчатых и шлицевых соединений . . . 87

**Пухальский В. А., Панайоти В. А., Пухальский П. В.** — Исследование конструкций крепления пластин на торцевых фрезах . . . 89

**Архипов И. Я.** — Из опыта эксплуатации зубчатых передач карьерных автосамосвалов большой грузоподъемности . . . 92

**Рубахин А. И.** — Обеспечение точности поверхностей отверстий роликов МНЛЗ при обработке . . . 94

**Вниманию читателей** . . . 86, 95, 96


# CONTENTS


## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

**Logashina I. V., Chumachenko E. N., Bober S. A., Aksenov S. A.** — Modeling of thermalloading condition of a laser gyroscope housing for deep-space communication

**Nazarov A.D** — Theory of balancing of V-shape octacylinder engines and possibility assurance of the crankshaft balancing

**Askarov E. S.** — Kinematic synthesis of a transfer swiveling four-link chain with execution of the subsidiary conditions

**Ostsemin A. A.** — Determination of stress condition and stress intensity factors in the designs with fracture-like defects by the holographic interferometry method

**Shishkarev M. P.** — Analysis of tuning technique of safety friction clutches

**Bondaletov V. P., Bykova T. E., Shenkman L. V.** — Mechanical loss in the overrunning brake ratchets of building-block fashion

**Gerasimov V. Ya., Paryshev D. N.** — Working life of threaded joints at action of variable bending stresses

**Chernyavsky D. I., Chernyavskaya D. D.** — Criterion of forming of plane front of a shock wave in the rods

**Stepanov Yu.S., Kobyakov E. T., Polyakov A. I.** — Analysis of oscillations of a physical pendulum at a kinematic disturbance

## MANUFACTURING ENGINEERING

**Nodel'man M. O.** — Predictive estimation of rheological parameters of plastic materials in the conditions of self-organization of visco-plastic fluidity of sheared allowance layer

**Kolesnikov V. I., Ermakov S. F., Sychev A. P., Mulyarchik V. V.** — Influence of alkyl radical on the cholesteric liquid crystal nanomaterials opticity

### *Chipless materials working*

**Vorontsov A. L.** — Manufacture of hollow products by drawing per internal face

**Ivanov Yu.V.** — Investigation and analysis of the forging hammers vibroactivity

**Kozlov A. V., Sherkunov V. G., Khil'kevich Ya.M.** — Stress condition in a tube at its bending with rolling by N pairs of nearby deforming elements

## PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

**Khanygina E. S.** — Designing of the logistic systems in flow delivery controlling

**Omel'chenko I. N., Tret'yakova V. A.** — Optimization of the business-processes

**Kholodnikov Yu.V.** — Russian future prospect of production development of composite materials and of goods made on their base

**Irzaev G. Kh.** — Optimization of showings system at the manufacturability control of the engineering products

## TECHNICAL INFORMATION

**Korotkov V. A.** — Plasma hardening of toothed and spline joints

**Pukhal'sky V. A., Ponaiioti V. A., Pukhal'sky P. V.** — Study of designs for mounting of the plates on the face-milling cutters

**Arkhipov I. Ya.** — From the exploitation experience of the gearwheels of high carrying capacity quarry dump trucks

**Rubakhin A. I.** — Ensuring of roller's holes face accuracy of machines for continuous casting of the workpieces at a working

**To reader's attention**



Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 29.05.2009. Подписано в печать 16.07.2009.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,31. Заказ 588.



*Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.*
*За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2009

УДК 621.974.4:62:218

Ю. В. ИВАНОВ, канд. техн. наук (НПО "Средства охраны труда", г. Ижевск)

# Исследование и анализ виброактивности ковочных молотов[1]

Приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований виброизолирующих установок ковочных молотов. Дано сравнение результатов теоретических расчетов с экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** ковочные молоты, вибрации, виброизолирующие установки, опорная рама, напряженно-деформированное состояние рамы, расчет напряжений в раме.

Results of theoretical and experimental study of the vibroisolating forging hammers are presented. Theoretical results were compared with experimental data.

**Keywords**: forging hammers, vibrations, vibroisolating facilities, supporting frame, frame's deflected mode, stress analysis in a frame.

Ковочные молоты в кузнечно-прессовом оборудовании составляют весьма значительную часть. Модельный ряд ковочных молотов определяется большим разнообразием конструкций, регламентируемых массой падающих частей машины, составляющей от 50 кг до 5÷8 т. Скорость движения бабы (ударника) молота достигает 6÷9 м/с. Простота эксплуатации и типовой набор упрощенного инструментария определяют широкий спектр работ, выполняемых на стадии заготовительного производства.

Традиционный недостаток кузнечных молотов — высокий уровень генерируемых при эксплуатации вибраций. Источником вибраций при работе молота является его фундамент. Так как рабочие места кузнеца и подручных находятся на фундаменте молота, то воздействие вибрации на них максимально. Существующий уровень вибраций значительно превышает санитарные нормы, определяемые ГОСТ 12.012—90, что негативно влияет на обслуживающий персонал: увеличивается число профессиональных заболеваний.

Вибрации, генерируемые ковочными молотами, представляют собой неустановившиеся, импульсные колебания. Основная доля энергии спектральных составляющих сосредоточена в диапазоне 5÷50 Гц. Максимальные перемещения в низкочастотной области (8÷20 Гц) составляют до 1,2 мм, в высокочастотной (25÷50 Гц) — до 0,5 мм, максимальные виброскорости — 100 мм/с. Несмотря на различный характер вибраций, создаваемых молотами, частота колебаний грунта на некотором расстоянии от молота одинакова для любого вида установки молота и равна 8÷12 Гц.

При распространении вибраций по грунту наблюдается расплывание волнового пакета, при этом волны возмущения, доходя до зданий, возбуждают резонансные колебания в несущих элементах конструкции зданий, что приводит к появлению признаков разрушения.

Для снижения уровня вибраций работающих молотов используют различные конструкции виброизолирующих установок молотов. Молоты, традиционно устанавливаемые на массивный виброизолированный инерционный блок, являются дорогостоящими по исполнению и сложными при эксплуатации [1]. Для штамповочных молотов традиционно используют схему виброизоляции, в которой амортизаторы устанавливают непосредственно под шабот молота [2]. Такие виброизолирующие установки успешно эксплуатируются в течение продолжительного времени как у нас в стране, так и за рубежом. Для ковочных молотов, имеющих разомкнутую конструкцию станины, шабот располагается отдельно от стоек, так как установка амортизаторов непосредственно под шабот оказалась неэффективной. В этом случае шабот при ударе поворачивался относительно стоек, неподвижно закрепленных на фундаменте, что приводило к сбрасыванию поковки с нижнего штампа. Кроме того, по данным завода, на котором установлен молот, снижается КПД удара [3].

Разработаны и внедрены в производство конструкции виброизолирующих установок для всей гаммы ковочных молотов, в которых реализованы схемы замкнутых станин штамповочных молотов (рис. 1). В разработанных конструкциях шабот и стойки станины связаны между собой опорной сварной рамой и проставками. Шабот на раме установлен на прокладке из конвейерной ленты и снабжен ограничителями смещения с расклинива-

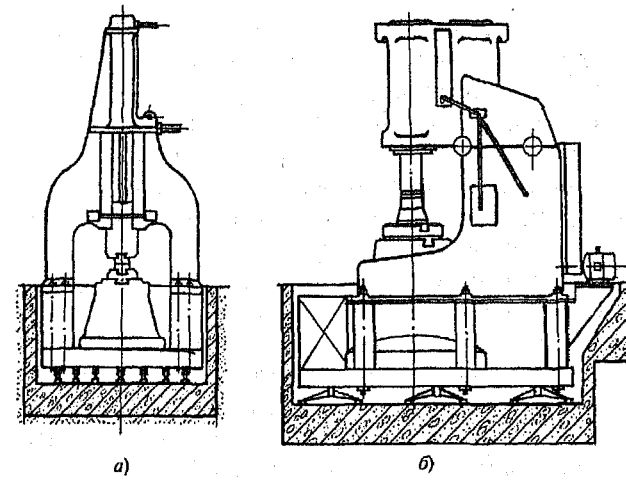


**Рис. 1. Схемы виброизолирующих установок для арочного (*а*) и пневматического (*б*) ковочных молотов**

[1] В работе принимали участие А. И. Храмой и З. Г. Закиров.

нием. Проставки, опоры стоек и рама не имеют взаимного смещения благодаря ограничителям, привариваемым после сборки молота. Элементы станины в конструкции виброизолирующей установки соединяются специальными шпильками с амортизаторами. В качестве амортизаторов для рамы используются железнодорожные рессоры. В аналогичной виброизолирующей конструкции ковочного пневматического молота используется груз-уравновешиватель, который центрирует вертикальные составляющие статической нагрузки установки.

Конструкция виброизолирующей установки ковочного молота при ударе ведет себя так же, как у штамповочного молота. Сочлененная, замкнутая станина плавно смещается на рессорах. Вибрации демпфируются внутри системы и на фундамент не передаются. После удара перемещение опорной рамы достигает 11÷15 мм, время затухания колебаний — 0,1÷0,3 с. При скорости падающих частей перед ударом до 6,4 м/с парциальная частота колебаний конструкции составляет 2,6÷3,8 Гц. Параметры вибрации фундамента следующие: виброперемещение — 0,15 мм; виброскорость — 5 мм/с. Таким образом, полученные параметры при сопоставлении с ГОСТ 12.1.02—90 соответствуют нормам.

Для эффективной эксплуатации молота научно-практический интерес представляет оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) опорной рамы виброизолирующей установки ковочного молота. Рама служит для установки элементов ковочного молота на виброизолирующие опоры и определяет работоспособность всей конструкции виброизолирующей установки. По характеру нагружения, размерам и форме раму можно рассматривать как очень толстую плиту, верхняя и нижняя поверхности которой — это массивные стальные листы, а внутренний объем заполнен ребрами жесткости, образующими в плане прямоугольную решетку нерегулярной структуры. Все элементы конструкции соединены сваркой.

Основной нагрузкой, действующей на раму в процессе эксплуатации, является импульсное контактное давление со стороны опорной поверхности шабота, возникающее после удара по нему падающих частей молота. Через прорезиненную прокладку контактные нагрузки передаются на верхний лист рамы, далее на ребра жесткости и нижний лист рамы, а затем на виброизолирующие опоры виброустановки.

В процессе нагружения рама деформируется, при этом она испытывает сложные напряжения во всех плоскостях. Их величина зависит от размеров рамы, толщины листов и высоты ребер жесткости. Для того чтобы рама могла выдержать длительную эксплуатацию и имела приемлемые размеры и массу, необходимо рассчитать ее НДС. В настоящее время такой расчет возможен методом конечных элементов (МКЭ) [4].

Нагружение рамы носит существенно динамический характер. Однако определение ее НДС в нестационарной постановке, т. е. с учетом всех динамических эффектов, является серьезной научной проблемой и связано со значительными затратами. В то же время для определения пригодности рамы к эксплуатации достаточно иметь верхнюю оценку действующих в ней напряжений. Эта задача существенно проще и может быть решена в статической постановке без учета колебаний рамы и связанных с ними сил инерции. Поэтому далее будем считать, что на раму, установленную на упругие опоры, действует постоянное и равномерно распределенное по всей площади контакта давление, величина которого равна максимуму контактного давления, создаваемого шаботом.

Энергия падающих частей молота передается шаботу в течение нескольких сотых долей секунды. Это время существенно меньше времени деформирования рамы. Поэтому будем считать, что в начальный момент шабот имеет некоторую скорость, а равнодействующая приложенных к нему нагрузок равна нулю. Сделанное допущение позволяет легко определить верхний предел величины контактного давления. Очевидно, что максимум будет наблюдаться в том случае, если вся энергия шабота перейдет в энергию упругой деформации прокладки:

$$P_{\max} = (\sqrt{C_п M_ш \upsilon_ш^2} + G_ш)/F_п, \qquad (1)$$

где $C_п$ — жесткость резиновой прокладки; $M_ш$ — масса шабота; $\upsilon_ш$ — начальная скорость шабота; $G_ш$ — вес шабота; $F_п$ — площадь прокладки.

Полный переход кинетической энергии в потенциальную возможен при условии, что рама остается неподвижной. В действительности это не так. В упругую энергию переходит лишь часть энергии шабота, часть остается у шабота, а часть уходит на разгон рамы. В этой постановке максимальное контактное давление может быть найдено исходя из законов сохранения энергии и импульсов. Принимая во внимание, что опоры виброизоляции имеют жесткость, на порядок меньшую жесткости прокладки, и поэтому не могут оказывать существенного влияния на процесс нагружения рамы, получаем:

$$P_{\max} = \\ = (\sqrt{C_п M_ш \upsilon_ш^2 [1 - M_ш/(M_ш + M_р)]} + G_ш)/F_п, \qquad (2)$$

где $M_р$ — масса рамы.

Разница между давлениями, полученными по выражениям (1) и (2), зависит от соотношения масс рамы и шабота. Для пятитонного ковочного молота М1547 это соотношение составляет 1/5, что приводит к отличию давлений в 2,5 раза.

Другим важным фактором, влияющим на величину контактного давления, является деформация рамы. Жесткость рамы одного порядка с жесткостью

резиновой прокладки. Это влияние существенно, но учесть его простым образом не представляется возможным. Ясно, что деформация рамы оказывает влияние в сторону уменьшения контактного давления и при определении верхнего предела может не учитываться. При выполнении основного расчета будет использоваться выражение (1), а выражение (2) применяется для дополнительных оценок.

Основными несущими элементами рамы являются прямоугольные пластины. При эксплуатации рамы пластины испытывают деформации как растяжения—сжатия, так и изгиба. Это значит, что при формировании конечно-элементной модели рамы необходимо использовать конечный элемент в форме прямоугольной пластины, сопротивляющейся растяжению—сжатию и изгибу. Считаем, что конечные элементы соединены между собой жестко, а в местах стыка имеют нулевую толщину. Упругие опоры амортизаторов рамы представим упругими реакциями, которые можно определить до проведении расчета из соотношений:

$$F_{\text{н}} = \text{sum}(F_i),\ F_i = F_j,\ i, j = 1, n, \qquad (3)$$

где $F_{\text{н}}$ — нагрузка; $n$ — число опор; $F_i$ — реакция $i$-й опоры.

Расчета МКЭ проводили с помощью специально разработанных программных средств в форме метода перемещений. Системы уравнений решали методом Гаусса. Определяли величины напряжений $\sigma_x$, $\sigma_y$, $\tau_{xy}$ для плоского напряженного состояния и величину эквивалентных напряжений $\sigma_i$.

Всего рассчитали пять конструкций рам, предназначенных для виброизолирующих установок различных кузнечных молотов. Расчетами было установлено, что в нагруженной раме есть две зоны с максимальными напряжениями. Первая зона расположена в средней части нижнего листа. Основными в ней являются напряжения растяжения—сжатия. Во второй зоне большие значения имеют как напряжения растяжения—сжатия, так и напряжения изгиба. В эту зону попадает часть верхнего листа, соприкасающегося с шаботом. Место расположения первой опасной точки для каждой из рассчитанных рам, как правило, располагается на ребре, наиболее близко расположенном к средней части рамы. Вторая опасная точка располагается в центре нагруженного давлением "окна", имеющего наибольшую площадь.

Расчеты проводили для значений модуля упругости $E = 2 \cdot 10^6$ кгс/см$^2$, и коэффициента Пуассона $\nu = 0{,}31$. Эквивалентные растягивающие напряжения в опасных точках определяли в соответствии с четвертой теорией прочности (критерий удельной потенциальной энергии формоизменения Губера—Мизеса—Генки) [5], которая дает хорошую сходимость результатов. Для второй опасной точки эквивалентные напряжения подсчитывали с учетом взаимного действия напряжений изгиба и растяжения—сжатия. Результаты расчетов сведены в табл. 1. Допускаемые напряжения в условиях длительного одноосного циклического нагружения образцов, содержащих сварной шов, для различных марок сталей составляют более 80÷135 МПа [6].

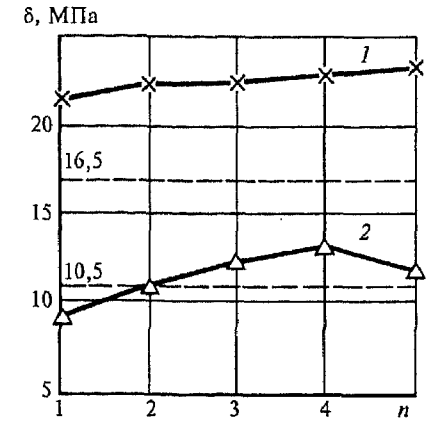


**Рис. 2. Расчетные напряжения в верхнем листе рамы в зоне наклейки тензодатчиков вдоль (*1*) и поперек (*2*) рамы:** *n* — номер узла конечного элемента

Сравнение расчетных значений эквивалентных напряжений с экспериментальными, возникающими в опорной раме при ее эксплуатации, проведено на примере двухтонного ковочного молота. Напряжения рассчитывали по значениям деформаций, полученным методом тензометрирования. Тензодатчики наклеивали на верхний лист рамы между шаботом и стойкой молота на расстоянии 0,5 м от края. Получены следующие амплитудные значения напряжений: вдоль рамы — 16,5 МПа, поперек — 10,5 МПа. Результаты расчета напряжений в зоне наклейки тензодатчиков приведены на рис. 2. В целом расчетные значения напряжений хорошо согласуются с экспериментальными данными, отклонения с учетом принятых допущений при составлении расчетной схемы составляют 20÷30 %.

Исследования влияния жесткости виброизолирующих опор показали ее существенное влияние на НДС рамы. Для определения характера этого влияния были рассчитаны рамы пятитонного ковочного молота с опорами трех видов: 1) абсолютно жесткие, нагрузка уравновешивается реакциями

*Таблица 1*

**Эквивалентные растягивающие напряжения, МПа, в опасных точках**

| Модель ковочного молота | Масса падающих частей, т | Опасная точка | |
|---|---|---|---|
| | | первая | вторая |
| М1340 | 1 | 58,1 | 100,8 |
| М1343 | 2 | 75,8 | 114,8 |
| М1345 | 3 | 89,2 | 114,5 |
| М1547 | 5 | 129,6 | 139,6 |
| МА4136 | 0,4 | 31,3 | 253,2 |

опор; 2) абсолютно податливые, нагрузка уравновешивается силами инерции; 3) упругие, величина жесткости которых равна динамической жесткости рессор, нагрузка уравновешивается равными между собой реакциями опор.

Наибольшие напряжения в первой опасной точке получены для абсолютно податливых опор, наименьшие — для абсолютно жестких; во второй опасной точке напряжения, связанные с изгибом, слабо зависят от жесткости опор. Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Проведенные расчеты показали, что для всех рам наиболее нагруженными элементами конструкции являются верхний и нижний листы. Их напряженное состояние существенно неоднородно. Наибольшие напряжения сосредоточены в средней части, тогда как концы практически не нагружены. В средней части поле напряжений также неравномерно. Основные силовые потоки сосредоточены в окрестностях ребер. В особых условиях нагружения находится часть верхнего листа, нагруженного контактным давлением. На этом участке помимо сжимающих напряжений, связанных с общей деформацией рамы, действуют значительные напряжения изгиба.

Анализ напряженного состояния рамы показывает, что возможны два типа повреждений. Первый связан с появлением трещин в средней части нижней пластины в местах ее контакта с ребрами, а по второму — разрушается часть верхнего листа, нагруженная давлением и совпадающая с "окном" сотовой конструкции, имеющим наибольшую площадь. Первый тип разрушения может быть устранен путем увеличения размеров рамы и ее конструктивных элементов. В первую очередь, это относится к высоте рамы и толщине листов. Наибольший эффект дает увеличение толщины листов,

*Таблица 2*

**Напряжения и деформации рамы при различной жесткости опор**

| Параметр | Значение параметра для опоры вида | | |
|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 |
| Максимальное смещение по оси $Z$, $10^{-3}$ м | 2,6 | 12,2 | 5,8 |
| Напряжения в первой опасной точке, МПа: | | | |
| растяжение—сжатие вдоль рамы | 35,9 | 194 | 128 |
| то же, поперек рамы | 82,5 | 23 | 34,7 |
| касательное | 3 | 20,8 | 34,9 |
| Напряжения во второй опасной точке, МПа: | | | |
| изгиб вдоль рамы | 63,5 | 58 | 65,5 |
| то же, поперек рамы | 80 | 74 | 82,5 |
| касательное | 0,5 | 0 | 0,4 |
| растяжение—сжатие вдоль рамы | 23,2 | 186 | 92,7 |
| то же, поперек рамы | 19 | 10,9 | 22,7 |
| касательное | 0,4 | 2,6 | 4,2 |

но это связано со значительным увеличением массы рамы. Частично проблема может быть решена путем использования листов разной толщины. В этом случае толстые листы необходимо укладывать в центре рамы, а тонкие — на ее концах. Наиболее эффективный способ устранения разрушений второго типа — это установка в "окнах" решетки рамы дополнительных ребер жесткости.

Наиболее вероятно, что первый тип повреждений повлечет за собой полное разрушение рамы и сделает невозможным ее дальнейшую эксплуатацию. Во втором случае общего разрушения может и не произойти. Вопрос о дальнейшем использовании рамы, получившей местные повреждения, необходимо решать в каждом конкретном случае отдельно, учитывая все обстоятельства. Полученные на двухтонном ковочном молоте данные по длительной эксплуатации виброизолирующей установки показали, что никаких трещин и остаточных деформаций в опорной раме не обнаружено. Экспериментальные значения напряжений хорошо согласуются с расчетными, что подтверждает правильность разработанной методики расчета НДС опорной рамы и конструкции виброизолирующей установки ковочного молота.

Важное практическое значение имеет вопрос уменьшения массы рамы. Проведенные расчеты показали, что в принятой конструкции заметный эффект можно получить лишь при использовании листов разной толщины, уложенных, как было рекомендовано выше. Другие изменения конструкции при незначительном уменьшении массы приводят к резкому увеличению напряжений. Так, например, уменьшение толщины листа средней части рамы в среднем с 30 до 20 мм дает уменьшение массы молота М1547 на 1,5 т, а напряжения увеличиваются в 1,5 раза. Проблема может быть решена, если в конструкции вместо листов и двутавров использовать уголки и швеллеры.

Наиболее нагруженной из всех конструкций рам оказалась рама пятитонного молота М1547. Расчет по приведенной методике показал, что верхняя оценка напряжений в первой опасной точке превышает уровень допускаемых напряжений. Для этой рамы был проведен дополнительный анализ ее напряженного состояния с учетом определения величины контактного давления по выражению (2). Получено значение эквивалентного напряжения 52 МПа, что меньше допускаемых напряжений.

Таким образом, сравнение полученных значений эквивалентных напряжений, являющихся верхней оценкой действительных напряжений, с допускаемыми и экспериментальными напряжениями для рамы двухтонного ковочного молота показывает, что разработанные конструкции опорных рам имеют достаточный запас прочности для их длительной безопасной эксплуатации. Исключение составляет рама для пневматического ковочного молота, в конструкцию которой необходимо

внести дополнительные ребра жесткости в соответствии с данными выше рекомендациями.

Опыт эксплуатации виброизолирующих установок ковочных молотов, составляющий более 15 лет, показал, что приведенные конструкции виброизоляции эффективно работают, снижая уровень действующих вибраций до санитарных норм. При этом конструкции базовых элементов системы виброустановки, изготовленные с учетом приведенных рекомендаций, эффективно функционируют, не теряя своей работоспособности. Разработанные конструкции виброизолирующих установок ковочных молотов рекомендуются к широкому внедрению в кузнечных цехах машиностроительных предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проектирование,** строительство и эксплуатации виброизолированных фундаментов для штамповочных и ковочных молотов с весом падающих частей до 16 т (руководящий материал). Воронеж: ЭНИКМАШ, 1967. 83 с.

2. **Климов И. В., Кошелев В. П., Носов В. С.** Виброизоляция штамповочных молотов. М.: Машиностроение, 1979. 134 с.

3. **Жачкин Ю. В., Лапин С. К.** Фундамент ковочного молота с м.п.ч. 3 т мод. М134А с подрессоренным шаботом // Кузнечно-штамповочное производство. 1976. № 3. С. 22—24.

4. **Расчеты** машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник / В. И. Мяченков, В. П. Мальцев, В. П. Майборода и др. Под общ. ред. В. И. Мяченкова. М.: Машиностроение, 1989. 520 с.

5. **Писаренко Г. С., Яковлев А. Г., Матвеев В. В.** Справочник по сопротивлению материалов / Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.

6. **Горский А. И., Иванов Е. В., Кореновский А. И.** Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность. М.: НИИМАШ, 1974.

УДК 621.774.63:621.7.011

А. В. КОЗЛОВ, канд. техн. наук, В. Г. ШЕРКУНОВ, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск),
Я. М. ХИЛЬКЕВИЧ, канд. техн. наук (Израиль)

# Напряженное состояние в трубе при ее гибке с раскатыванием *n* парами близко расположенных деформирующих элементов

Изложен способ повышения качества криволинейных участков трубопроводов, получаемых холодной гибкой труб, с воздействием на внутреннюю поверхность трубы раскатного инструмента. Определено наиболее выгодное расположение деформирующих элементов в раскатнике, позволяющее максимально снизить усилия гибки и повысить точность получаемых изделий.

**Ключевые слова:** гибка, тонкостенные трубы, криволинейные элементы трубопроводов, деформирующие элементы, раскатывание.

The method of improving of curvilinear pipeline sections being obtained by cold bending of the tubes with effect of a roller tool on internal tube face has been stated. The most profitable positioning of the elements in the roller tool, allowing to decrease maximally the bending forces and to improve production accuracy, has been determined.

**Keywords**: bending, light-wall tubing, curvilinear pipeline elements, deforming elements, rolling.

Гибка труб является одной из основных операций технологического процесса изготовления криволинейных деталей трубопроводов. Однако в современных производственных условиях осуществить качественную гибку труб диаметром более 40 мм в холодном состоянии достаточно сложно. Связано это с тем, что она сопровождается такими нежелательными для последующей эксплуатации явлениями, как утонение стенки на внешней части гиба, сплющивание поперечного сечения, образование гофр и изломов на внутренней части гиба. Основным приемом снижения усилий гибки и повышения пластических свойств материала трубы является нагрев. Однако его применение требует значительных энергозатрат и использования сложного дорогостоящего оборудования.

Разработанная в ЮУрГУ технология гибки тонкостенных труб с раскатыванием устраняет многие из перечисленных выше недостатков. Сущность новой технологии гибки труб с раскатыванием [1] заключается в следующем. При вращении раскатника (рис. 1, *а*), введенного в трубу с достаточно большим натягом, в каждой точке кольцевой зоны раскатывания возникает знакопеременный изгиб (рис. 1, *б*), при котором изгибные напряжения кратковременно достигают предела текучести $\sigma_T$. В результате при приложении относительно небольшого изгибающего усилия происходит гибка в перемещающейся кольцевой зоне раскатывания.

Был выполнен анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) изгибаемой трубы при ее раскатывании инструментом с равномерно разнесенными по окружности деформирующими элементами (ДЭ) — шариками или роликами [2, 3]. Обоснована целесообразность применения при гибке малого числа ДЭ (три—четыре). Действительно, если число ДЭ невелико, то растягивающие усилия малы и рас-