

62-86

И-96

Р. Д. ИСКОВИЧ-ЛОТОЦКИЙ

И. Б. МАТВЕЕВ

В. А. КРАТ


МАШИНЫ ВИБРАЦИОННОГО И ВИБРОУДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ



КИЕВ

„ТЕХНІКА“

1982



Р. Д. ИСКОВИЧ-ЛОТОЦКИЙ

И. Б. МАТВЕЕВ

В. А. КРАТ

**МАШИНЫ
ВИБРАЦИОННОГО
И
ВИБРОУДАРНОГО
ДЕЙСТВИЯ**

**КИЕВ
«ТЕХНІКА»
1982**

Искович-Лотоцкий Р. Д. и др.

И86 Машины вибрационного и виброударного действия /Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, В. А. Крат.—К.: Техніка, 1982.—208 с., ил.—Библиогр.: с. 204—206.

В пер.: 90 к. 2000 экз.

В книге изложены методы выбора параметров вибрационных и виброударных гидравлических машин, применяемых в различных отраслях промышленности. Приведена инженерная методика расчета и конструирования этих машин, особенности которых обусловлены спецификой конкретных технологических процессов. Обобщен опыт их внедрения и промышленной эксплуатации. Рассчитана на технологов, конструкторов, эксплуатационников различных отраслей народного хозяйства. Может быть использована научными работниками и аспирантами, а также высококвалифицированными рабочими-наладчиками.

И $\frac{2702000000-138}{M202(04)-82}$ 105.82

34.58—5

Рецензенты канд. техн. наук В. А. Федорец, И. Н. Лысый

Редакция литературы по машиностроению и транспорту

Зав. редакцией М. А. Василенко

Предисловие

В Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года предусматривается обеспечить дальнейшее ускорение научно-технического прогресса; во всех отраслях народного хозяйства последовательно проводить линию на более быстрое техническое перевооружение производства, создание и выпуск машин и оборудования, позволяющих улучшать условия труда и повышать его производительность, экономить материальные ресурсы. В соответствии с этим необходимо создавать и внедрять в производство принципиально новые технику и материалы, прогрессивную технологию. Одним из перспективных направлений в технологии является применение полезных вибрационных и виброударных нагрузок в различных отраслях народного хозяйства: машиностроении, литейном производстве, порошковой металлургии, в производстве огнеупоров, строительстве, сельском хозяйстве и транспорте.

Применение указанных технологических процессов в производственных условиях возможно при наличии специального оборудования — высокопроизводительного, дешевого, надежного и простого в эксплуатации. Сравнительный анализ известного вибрационного и виброударного оборудования показывает существенные преимущества машин с гидравлическим приводом. Особенно эффективным и универсальным является специальное оборудование с гидроимпульсным приводом, характеризующееся повышенной энергоемкостью и быстродействием — важными факторами интенсификации целого ряда технологических процессов. Вибрационные и виброударные машины (соответственно ВМ и ВУМ) с гидроимпульсным приводом должны проектироваться с учетом специфики технологии и эксплуатации в различных отраслях народного хозяйства.

Настоящая книга посвящена проблемам обоснования выбора принципиальных и конструктивных схем, разработке, созданию и эксплуатации ВМ и ВУМ с гидроимпульсным приводом, а также аппаратуры управления последним. Структура книги и последовательность изложения материала обусловлены стремлением авторов не только раскрыть проблемы создания и эксплуатации ВМ и ВУМ, но и показать взаимосвязь различных технологических процессов, интенсификация которых возможна благодаря применению вибрационных и виброударных нагрузок, а также осветить преимущества виброударного (виброимпульсного) воздействия на некоторые объекты обработки по сравнению с вибрационным гармоническим нагружением.

Публикуемый материал является дальнейшим развитием вопроса о совершенствовании технологии и оборудования с использованием полезных вибрационных и виброударных нагрузок. Над решением этой проблемы работал ряд советских ученых [1; 3; 4; 9; 15; 19; 38—40].

Предисловие, § 2, 3 гл. I, § 2, 4 гл. II, гл. III, § 1, 3 гл. IV написаны Р. Д. Искович-Лотоцким; § 4 гл. I, § 1 гл. II, § 4, 5 гл. IV написаны И. Б. Матвеевым; § 5 гл. I, § 3 гл. II, § 2 гл. IV написаны Р. Д. Искович-Лотоцким и И. Б. Матвеевым; § 1 гл. I написан Р. Д. Искович-Лотоцким и В. А. Кратом; § 5 гл. II написан И. Б. Матвеевым и В. А. Кратом.

Отзывы и пожелания по книге просим направлять по адресу: 252601, Киев, 1, ГСП, Крещатик, 5, издательство «Техніка».

Глава

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ И ПРОБЛЕМЫ ВЫБОРА МАШИН

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВИБРАЦИОННЫХ И ВИБРОУДАРНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

В последние годы получили широкое распространение новые технологические процессы с применением полезных вибраций, практически во всех отраслях народного хозяйства. Высокую эффективность этих процессов определяют особенности изменения физико-механических свойств объектов обработки, а также характер силового взаимодействия последних с исполнительным рабочим звеном машины. Определяющим фактором интенсификации технологических процессов является использование внешних колебательных (пульсирующих) или периодических ударных (импульсных) воздействий [1; 19; 23; 24; 38—40]. Преобладание того или иного фактора интенсификации определяет условное деление рассматриваемых технологических процессов на вибрационные и виброударные.

Вибрационные технологические процессы характеризуются колебательным гармоническим движением объекта обработки или исполнительного рабочего звена. Такие механические колебания с малыми амплитудами отклонений и не слишком низкой частотой в технике обычно называют вибрациями [10].

Виброударные технологические процессы характеризуются периодическим кратковременным односторонним отклонением от исходного положения объекта обработки или исполнительного рабочего звена. Эти кратковременные отклонения с относительно малыми амплитудами (вибрации) обеспечиваются внешним периодическим силовым воздействием в виде ударных импульсов расчетной энергии.

В табл. 1 указаны основные технологические процессы, эффективность которых определяется использованием вибрационных или виброударных методов обработки. При составлении табл. 1 учитывались результаты и рекомендации по практическому применению важнейших вибрационных и виброударных технологических процессов в условиях производства с использованием серийного или опытно-про-

1. Основные вибрационные и виброударные технологические процессы

Технологический процесс	Технологическая операция	Метод обработки	Отрасль народного хозяйства	Примечание
Получение заготовок изделий из непластичных порошковых материалов	Уплотнение, формование, прессование	ВУ	Электротехническая промышленность, металлургия, машиностроение, автомобилестроение	Промышленное внедрение, НИР
Получение изделий из пластичных материалов при обработке давлением	Пульсирующая вытяжка, осадка, штамповка, калибровка, волочение, прокатка	В	Машиностроение	То же
Окончательная обработка деталей абразивными материалами	Шлифовка, полировка, доделка, упрочнение	В	»	»
Изготовление литейных форм	Формообразование, уплотнение	ВУ	Металлургия, литейное производство	Промышленное внедрение
Испытание деталей узлов машин	Ресурсные, форсированные и другие типовые испытания	В, ВУ	Приборостроение, радиотехника, авиа-, тракторо- и машиностроение	Промышленное внедрение, НИР
Погрузочно-разгрузочные работы	Разгрузка емкостей с сыпучими грузами, транспортирование и погрузка	В, ВУ	Железнодорожный и автомобильный транспорт	Промышленное внедрение, НИР
Строительно-монтажные работы	Забивка свай, уплотнение грунтов, песков, бетонов и т. п.	ВУ	Строительство	Промышленное внедрение
Садово-уборочные работы	Сбор урожая фруктов и ягод	ВУ	Сельское хозяйство	НИР

Примечание. В — вибрационный, ВУ — виброударный.

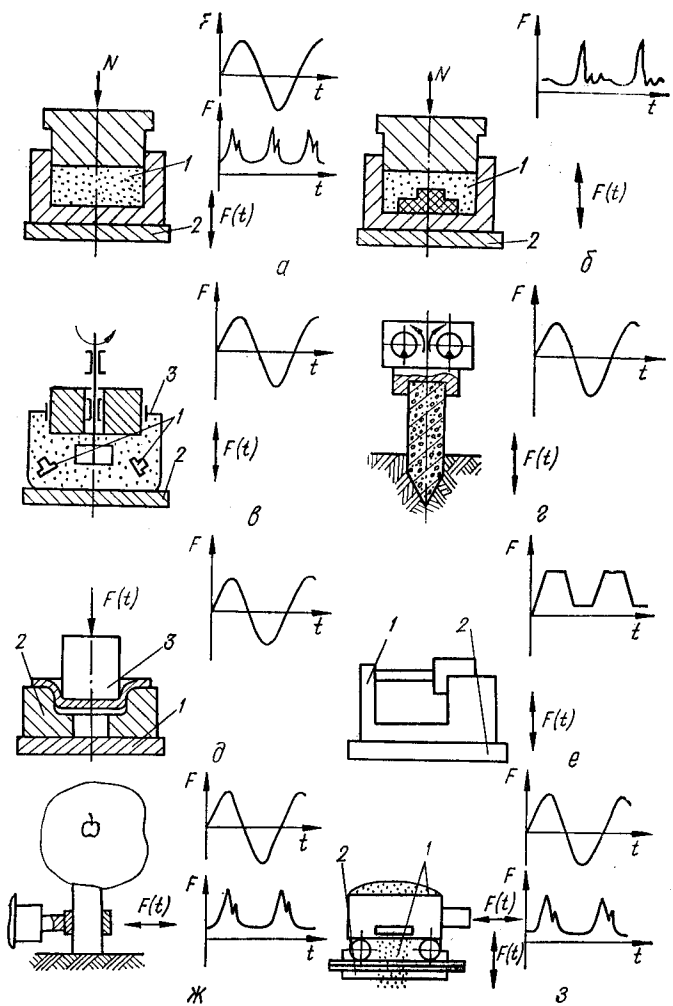


Рис. 1. Схемы вибрационных и виброударных технологических процессов,

мышленного вибрационного оборудования [1; 4; 9; 18; 19]. Рассмотренные методы нашли широкое применение в производстве заготовок из порошковых материалов (рис. 1, а) и уплотнении формовочных смесей (рис. 1, б), при окончательной обработке деталей абразивными материалами (рис. 1, в) и в строительномонтажных работах (рис. 1, г). Использование этих методов при обработке пластичных материалов давлением (рис. 1, д), при проведении типовых испытаний (рис. 1, е), садово-уборочных (рис. 1, ж) и погрузочно-разгрузочных (рис. 1, з) работ также подтверждает высокую эффективность и целесообразность их промышленного применения в народном хозяйстве.

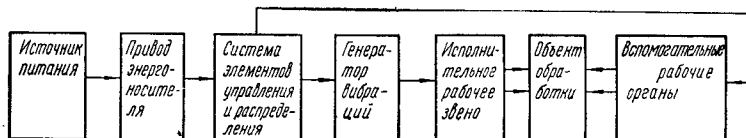


Рис. 2. Структурная схема типовой ВМ или ВУМ:

+ — линии связей; \Rightarrow — направление воздействия.

Принципиальные схемы вибрационных и виброударных технологических процессов на рис. 1 представлены совместно с графиками рекомендуемых типовых изменений внешнего периодического воздействия $F(t)$ на объект обработки. При этом колебательное движение может совершать или объект обработки 1, находящийся под действием статического усилия N и закрепленный на исполнительном рабочем звене 2 вибрационной машины (рис. 1 а, б), или только ее рабочее звено 3 при жестком неподвижном креплении объекта обработки (рис. 1, д). Схема обработки деталей абразивными материалами предусматривает совместное движение исполнительного рабочего звена 2 и объектов обработки 1, размещенных в подвижной абразивной среде 3 (рис. 1, в), выполняющей функции режущего инструмента.

Для осуществления технологических процессов по схемам, показанным на рис. 1, используется вибрационное и виброударное оборудование, выполняемое по единой структурной схеме (рис. 2). От источника питания, привода энергоносителя (среды, передающей энергию) и системы элементов управления и распределения энергия передается на привод генератора вибраций, соединенный с исполнительным рабочим звеном, и на привод вспомогательных

рабочих органов, которые показаны, например, на рис. 1, а в виде пуансона — инерционной массы.

Использование действия вибрации в большей степени повышает эффективность таких технологических процессов, в которых объектами обработки являются порошковые материалы, формовочные смеси, песок, гравий, уголь и другие сыпучие материалы. Общие тенденции поведения этих материалов под действием вибраций, отмеченные рядом отечественных и зарубежных исследователей [4; 30; 42; 43], следующие: увеличивается плотность и равномерность готовых изделий по объему; снижаются эффективные коэффициенты трения между частицами материала и окружающими поверхностями, например в пресс-формах; значительно, в десятки раз, уменьшаются усилия по сравнению со статическим прессованием за счет снижения сил бокового и внутреннего трения, а также увеличения подвижности частиц материала в направлении приложенного усилия прессования при так называемом «псевдооживлении» [4]. Пластичные монолитные и порошковые металлические материалы подвергаются, главным образом, обработке давлением — волочению, вытяжке, калибровке, прессованию. Свойства таких материалов хорошо изучены, а процессы деформирования описываются математическими выражениями теории пластичности [19]. Непластичные материалы — керамические, огнеупорные, фарфоро-фаянсовые пресс-порошки — в процессе уплотнения или формообразования не подвергаются пластическому деформированию (явление пластического деформирования может наблюдаться у этих материалов только в случае введения пластифицирующих или связующих добавок); для этих материалов нежелательны нагрузки, превышающие предел упругости и вызывающие разрушение исходных частиц. Такие материалы имеют реологические свойства, для них характерны релаксационные явления.

2. ОСОБЕННОСТИ НЕКОТОРЫХ ВИБРАЦИОННЫХ И ВИБРОУДАРНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Условное деление основных объектов обработки при указанных технологических процессах на пластичные и непластичные может быть заменено соответствующим делением на металлические и неметаллические порошковые и сыпучие материалы. Применение металлических и неме-

таллических исходных материалов определено спецификой производства. В порошковой металлургии преобладают металлические или имеющие металлическую основу порошковые материалы [2; 37], в промышленности огнеупоров и при производстве керамических изделий применяют, например, неметаллические порошковые материалы на основе карбида кремния (МПК, С-2) [33; 39; 40], шамотные материалы и др. К неметаллическим относятся и сыпучие материалы, которые являются объектами обработки вибрационных и виброударных технологических процессов в строительстве, при погрузочно-разгрузочных работах на транспорте, а также абразивные материалы, применяемые в процессах окончательной обработки деталей.

Такое деление определило аналогии с достаточно изученными процессами пластического деформирования металлов (для объектов обработки, имеющих свойства металлов) и с особенностями уплотнения грунтов и бетонов [4] — для неметаллических порошков и сыпучих материалов. Этими аналогиями можно объяснить и разнообразие в терминах для однотипных технологических процессов прессования, уплотнения, формования. С понятием «прессование» обычно [38] связывают процессы обжатия (сжатия) объектов обработки под давлением, близким или превышающим пределы упругости и текучести материала, а под процессом уплотнения подразумевают только увеличение плотности укладки частиц сыпучего материала без значительного их деформирования, так как хрупкое разрушение частиц снижает прочность заготовки изделия или полуфабриката. Процесс формования [37] определяется уплотнением порошка под влиянием приложенного давления и сохранением заданной формы после снятия нагрузки. В условиях производства с учетом такой терминологии сложно дать определение целому ряду вибрационных и виброударных процессов, например, процессам получения полуфабрикатов изделий из неметаллических порошковых материалов, содержащих хрупкие основные частицы, которые нежелательно подвергать разрушению, и частицы связующих и пластифицирующих добавок, деформируемые в широких пределах. Поэтому в дальнейшем будет использована терминология, принятая в конкретной отрасли, где применяются такие однотипные технологические процессы, а при рассмотрении общетеоретических вопросов — понятие «уплотнение».

Основываясь на свойствах реологических констант, существенно зависящих от характера вибраций (6; 10; 11), можно представить характер поведения частиц рассматриваемого порошкового материала в ограниченном пресс-формой объеме (рис. 3, а). В замкнутом объеме характер-

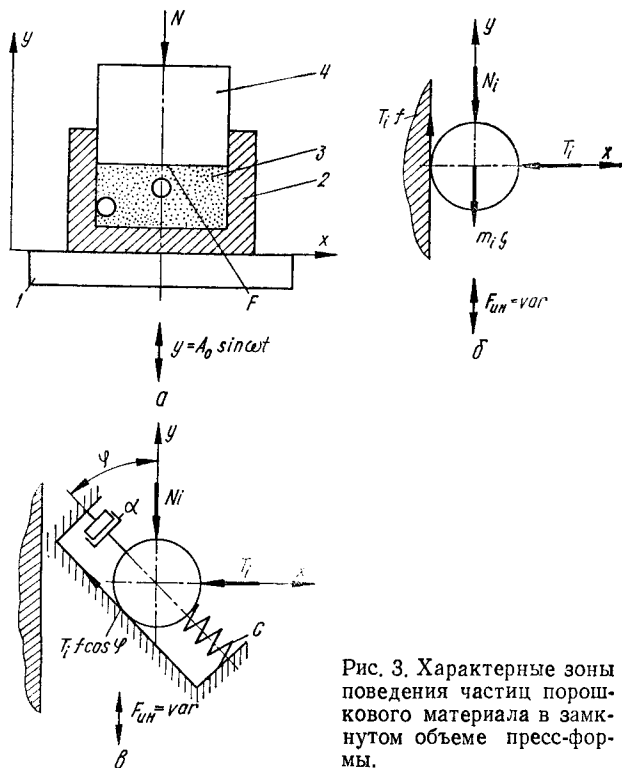


Рис. 3. Характерные зоны поведения частиц порошкового материала в замкнутом объеме пресс-формы.

ными зонами поведения частиц можно считать участки, выделенные у боковой стенки пресс-формы (рис. 3, б) и в средней части (рис. 3, в) уплотняемого материала.

В случае простейшей схемы вибрационного прессования в исходной позиции на рабочем столе 1 вибропресса закрепляется цилиндрическая матрица 2 пресс-формы с порошковым материалом 3, свободная поверхность которого нагружена через пуансон 4 незначительным осевым статическим усилием N от подвижной траверсы. Если рассмат-

ривать только непластичный порошковый материал, лишенный пластифицирующих и связующих добавок, то под действием удельного статического усилия $p_N = N/S_k$, где S_k — суммарная площадь контактов между пуансоном и частицами материала на свободной поверхности, в замкнутом объеме пресс-формы образуется «связанная» пористая структура, состоящая из частиц порошка, взаимодействующих между собой и с окружающими стенками. Величина деформаций в зонах контактов частиц ограничена упругими свойствами самого материала, а формы контактов и сцепления частиц определены, главным образом, их конфигурацией.

Если к пресс-форме приложено внешнее гармоническое колебательное воздействие в вертикальном направлении ($y = A_0 \sin \omega t$), где A_0 , ω — амплитуда и частота внешнего воздействия, например, со стороны рабочего стола вибропресса, в «связанной» структуре порошкового материала наблюдается снижение эффективных коэффициентов сухого и вязкого трения [6; 10] между частицами порошка, а также между частицами порошка и боковыми стенками пресс-формы. В основные соотношения, определяющие силовое взаимодействие частиц между собой и частиц со стенками пресс-формы в статике, входит коэффициент сухого трения f . Для перемещения i -й частицы с массой m_i вниз (рис. 3, б) должно соблюдаться условие

$$N_i + m_i g > T_i f \text{ или } f < \frac{N_i + m_i g}{T_i}, \quad (1)$$

где $N_i = p_N S_i$ — составляющая осевого усилия N , действующая на i -ю частицу; S_i — площадь контакта частицы, воспринимающей осевую нагрузку; T_i — боковое давление; g — ускорение свободного падения.

При наличии гармонического колебательного воздействия к частице прикладывается периодическое инерционное усилие ($F_{\text{ин}} = m_i a$), амплитудное значение которого равно $|m_i A_0 \omega^2|$. Тогда, по сравнению со статическим нагружением, для перемещения частицы должно соблюдаться условие

$$N_i + m_i g \pm m_i A_0 \omega^2 > T_i f$$

или

$$f < \frac{N_i + m_i g \pm m_i A_0 \omega^2}{T_i}. \quad (2)$$

Поэтому при $0 < t < \pi/\omega$ наблюдается кажущееся уменьшение эффективного коэффициента сухого трения

$$f^+ = f \left(1 - \frac{m_i A_0 \omega^2}{T_{if}} \right). \quad (3)$$

Аналогично моделируется поведение частицы материала в середине объема (рис. 3, в). Масса частицы m_i условно представлена как тело, ориентированное вдоль направляющих, расположенных под углом φ , по которым возможно допустимое перемещение. Направляющие жестко связаны с матрицей пресс-формы 2, а взаимодействие частицы m_i с окружающими частицами представлено упругим (пружина с жесткостью c) и демпфирующим (коэффициент демпфирования α) элементами. Цель такого моделирования — иллюстрация виброреологических особенностей порошковых или сыпучих материалов. Перемещение частицы m_i вдоль направляющих происходит под действием составляющих осевого усилия N_i , бокового давления T_i и сил тяжести. Снижение эффективного коэффициента трения между частицами материала и увеличение их подвижности обуславливает интенсификацию практически всех технологических В и ВУ процессов во всех отраслях народного хозяйства.

Уравнение динамики частиц «связанной» структуры уплотняемого материала с учетом виброреологического эффекта при внешнем колебательном воздействии на пресс-форму, компенсирующем силы внутреннего трения $F_{тр}$ за счет инерционной составляющей $F_{ин} = -m_i A_0 \sin \omega t$ в момент, когда $\vec{F}_{ин} + \vec{F}_{тр} = 0$, может быть записано в виде

$$\sum_{i=1}^n m_i \ddot{y}_i + c_{ij} y_i = 0 \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n), \quad (4)$$

где n — число частиц порошка в объеме пресс-формы; c_{ij} — упругий коэффициент связи между i -й и j -й частицами порошка.

Решение системы n линейных однородных уравнений (4), соответствующих гармоническим колебаниям с частотой ω_i и начальной фазой φ_i , имеет такой вид:

$$y_i = A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i). \quad (5)$$

Положительные корни характеристического уравнения системы (4) представляют собой собственные частоты колебаний частиц «связанной» структуры порошкового мате-

риала, созданной в замкнутом объеме пресс-формы в результате силового воздействия пуансона.

Процесс вибрационного прессования можно представить как попадание в резонанс главных колебаний системы, когда все частицы «связанной» структуры колеблются с одной и той же собственной частотой, соответствующей частоте внешнего колебательного воздействия. В ряде работ отмечалось наличие резонансной частоты уплотняемого материала [39] и эффективность выполнения условий резонансного режима нагружения в процессе прессования. При попадании системы в резонанс между частицами «связанной» структуры нарушаются первоначально установленные силовые связи, контакты и зацепления. Под действием сил тяжести, инерционных сил и осевых сил статического нагружения частицы порошкового материала стремятся к переориентации и более плотной укладке между собой в заданном объеме, что сопровождается занятием более устойчивых положений равновесия. При этом наблюдается разрушение начальных структурных образований типа «арок» и «мостиков» с последующей равномерной укладкой образующих их частиц, обладающих повышенной подвижностью в направлении статического усилия нагружения за счет снижения практически до нуля эффективных коэффициентов внутреннего и бокового трения.

Упрочнение полуфабриката изделия из порошкового материала происходит по мере уплотнения «связанной» структуры и увеличения площади контактов между частицами, а также за счет заклинивания и зацепления частиц между собой в положении устойчивого равновесия. При этом упрочнение и уплотнение непластичных порошковых материалов происходит практически без разрушения частиц в зонах контактов при деформациях, не превышающих пределов упругости. В общем случае для рассматриваемой «связанной» структуры порошкового материала, движение которой описывается системой уравнений (4), число резонансов соответствует числу собственных частот, а упорядоченная совокупность последних образует спектр собственных частот $\omega_1 \leq \omega_2 \leq \omega_3 \leq \dots \leq \omega_n$.

Определение спектра собственных частот «связанной» структуры путем решения системы n уравнений (4) основано на теории матриц. Однако этот путь решения может быть значительно упрощен. В прессуемой «связанной» структуре порошкового материала выделяется некоторое элементар-

ное соединение, например в виде цепочки частиц, ориентированной по линии прессования вдоль оси y (рис. 4). Силовое взаимодействие между частицами выделенной цепочки и окружающей средой можно условно не рассматривать. Это допущение основано на известном виброреологическом эффекте [10], когда на цепочку частиц, перемещающуюся, например, вдоль оси y под действием внешнего колебательного воздействия и осевого статического усилия, не оказывают влияния силы бокового давления, определяющие сопротивление этому перемещению в виде сил трения.

В рассматриваемой цепочке частицы материала массой m_i условно показаны сферическими, первоначальные расстояния a между частицами определены конфигурацией и размерами последних; взаимодействие между частицами по условным линиям упругих связей определяется жесткостью N_i/a , а отклонение y_i частицы m_i от положения равновесия не превышает величины упругой деформации

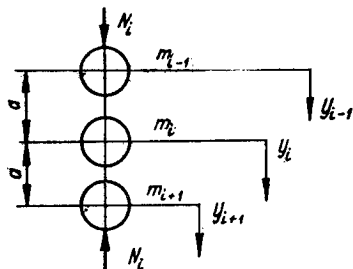


Рис. 4. Схема ориентации частиц «связанной» структуры.

материала и значительно меньше a . Для изучения динамики цепочки частиц высотой h достаточно рассмотреть частицы с номерами $i - 1, i, i + 1$. Цепочка максимальной длины содержит n_{\max} элементов, число которых определяется соотношением $h_{\max}/a - 1 = n_{\max}$, где h_{\max} — расстояние от нижнего торца пуансона до дна прессформы в начальный момент прессования. Уравнение движения частицы m_i , по аналогии с уравнением (4), записывается таким образом:

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = \frac{N_i}{a} [(y_{i+1} - y_i) - (y_i - y_{i-1})],$$

а после преобразований —

$$\ddot{y}_i = \frac{N_i}{m_i a} (y_{i-1} - 2y_i + y_{i+1}). \quad (6)$$

Зависимость отклонения y_i от положения равновесия частицы m_i соответствует гармоническим колебаниям линейного осциллятора. Для нормальной моды колебаний

с частотой ω_s зависимость смещения y_i , по аналогии с выражением (5), в комплексной форме записывается в следующем виде (при $\varphi_i = 0$):

$$y_i = A_i e^{i\omega_s t}; \quad y_{i-1} = A_{i-1} e^{i\omega_s t}; \quad y_{i+1} = A_{i+1} e^{i\omega_s t}. \quad (7)$$

При возвращении к исходной форме записи (5) в случае синуса следует брать мнимую часть решения.

Подстановка решений (7) в уравнение (6) дает

$$-\omega_s^2 A_i e^{i\omega_s t} = \frac{N_i}{m_i a} (A_{i-1} - 2A_i + A_{i+1}) e^{i\omega_s t}$$

или

$$-A_{i-1} + \left(2 - \frac{m_i a \omega_s^2}{N_i}\right) A_i - A_{i+1} = 0. \quad (8)$$

В общем случае подвижность частиц m_i в цепочках ограничена при $y_0 = 0$ и $y_{n+1} = 0$, так как расстояние $h = (n+1)a$ для рассматриваемого момента времени принимается фиксированным. Это ограничение дает возможность получить решения уравнений в общем виде без сложных математических преобразований.

Для общего случая колебаний n частиц цепочки при $m_i = m$ вдоль оси y соотношение амплитуд и частот колебаний

$$\frac{A_{i-1} + A_{i+1}}{A_i} = \frac{2\omega_0^2 - \omega_s^2}{\omega_0^2} \quad (9)$$

при условии, что $\omega_0 = \sqrt{N_i/(m_i a)}$.

Следовательно, независимо от моды колебаний s с фиксированной частотой ω_s отношение амплитуд колебаний остается постоянной величиной для любых i .

Если амплитуду заданной моды s колебаний i -й частицы выразить в виде

$$A_i = C_N \sin i\theta_s, \quad (10)$$

где C_N — максимальная амплитуда колебаний i -й частицы; θ_s — постоянный угол при заданном значении ω_s , то амплитуда колебаний $i-1$ и $i+1$ частиц соответственно выразится зависимостями

$$A_{i-1} = C_N \sin (i-1)\theta_s; \quad A_{i+1} = C_N \sin (i+1)\theta_s. \quad (11)$$

Подстановка выражений (10) и (11) в соотношение (9) дает

$$(2\omega_0^2 - \omega_s^2)/\omega_0^2 = 2 \cos \theta_s. \quad (12)$$

Угол θ_s определяется из условия $A_{n+1} = 0 = C_N \sin \times (n+1)\theta_s$ при $C_N \neq 0$. Тогда

$$(n+1)\theta_s = \pi s \text{ при } s = 1, 2, 3, \dots, n; \theta_s = \pi s/(n+1). \quad (13)$$

Выражение (12) с учетом равенств (13) преобразуется к виду

$$\omega_s = \omega_0 \sqrt{2 \left(1 - \cos \frac{s\pi}{n+1}\right)}. \quad (14)$$

Величина ω_0 соответствует собственной основной частоте колебаний «связанной» структуры порошкового материала, а величина $\omega_{s\max} = 2\omega_0$ — максимальной частоте колебаний, характерной для всех колебательных систем, образованных из одинаковых частиц с массой m_i . Однако по мере уплотнения порошкового материала наблюдается уменьшение первоначального значения расстояния a между частицами и увеличение максимальной частоты колебаний $\omega_{s\max}$.

Процесс уплотнения в «связанной» структуре порошкового материала не сопровождается синхронным уменьшением a (от a_{\max} до a_{\min}), этим объясняется эффективность одновременного полигармонического внешнего воздействия [38] в определенном диапазоне частот. Выбор оптимальных режимов внешнего воздействия по амплитуде и частоте определяется энергией моды s колебаний частицы, величина которой достаточна для преодоления связей с другими частицами, образованных в начальный момент прессования. Максимальная энергия моды s колебаний частиц m_i «связанной» структуры с амплитудой $A_{i\max} = C_N$ в начальный момент прессования соответствует основной частоте

$$\omega_n = \omega_0 = \sqrt{N_i/(m_i a_{\max})}. \quad (15)$$

Для последующих стадий прессования при $a \rightarrow a_{\min}$ максимальная энергия определяется частотой

$$\omega_{\text{упл}} = \sqrt{N_i/(m_i a_{\min})}. \quad (16)$$

В рассмотренной колеблющейся «связанной» структуре частицы среды взаимодействуют между собой и передают

друг другу энергию. Передача энергии возможна благодаря связи частиц по жесткости, массе и сопротивлению. Связь по сопротивлению вызывает затухание и потерю энергии. Связь по жесткости и инерционности (массе) допускает непрерывный перенос энергии через большое количество осцилляторов. Практическое отсутствие потерь энергии при длительном затухании колебаний в «связанной» структуре может служить критерием ее уплотнения (потери энергии на упругие деформации незначительны и их можно не рассматривать).

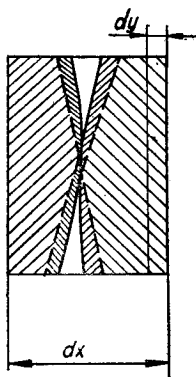


Рис. 5. Схема уплотнения элементарного объема «связанной» структуры.

В общем случае процесс уплотнения «связанной» структуры порошкового материала характеризуется уменьшением величины a . Если обозначить $a = \delta x$ и рассматривать ту стадию процесса уплотнения, когда «связанная» структура стремится стать монолитной и однородной ($\delta x \rightarrow dx$, $m_i \rightarrow dm$), то правая часть выражения (6) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} \frac{N_i}{dm} \left[\left(\frac{y_{i+1} - y_i}{dx} \right) - \left(\frac{y_i - y_{i-1}}{dx} \right) \right] &= \\ &= \frac{N_i}{dm} \left[\left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)_{i+1/2} - \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)_{i-1/2} \right] = \\ &= \frac{N_i}{dm} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) dx, \end{aligned} \quad (17)$$

а выражение (6) записывается аналогично волновому уравнению для однородного стержня:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{N_i}{dm} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) dx \quad \text{или} \quad \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{dm}{N_i dx} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}. \quad (18)$$

Коэффициент $\frac{dm}{N_i dx}$ соответствует $1/c$, где c — скорость распространения волны вдоль стержня. Это подтверждается следующим образом.

В спрессованной до плотности $\rho = \rho_c$ «связанной» структуре, соответствующей однородному материалу, выделяется объем $S_i dx$ с массой m_i (рис. 5). Абсолютная деформация dy выделенного объема находится в пределах зоны упругости материала частиц с объемным модулем упругости E (штриховой линией на рис. 5 показана первоначальная граница частиц). Деформируемой части объема

$S_i dy$ соответствует масса $dm = \rho_c S_i dy$. Связь между линейным размером выделенного объема dx и абсолютной его деформацией dy записывается в виде

$$dy = \frac{\partial y}{\partial x} dx \text{ или } dx = \frac{\partial x}{\partial y} dy, \quad (19)$$

где $\partial x/\partial y = \varepsilon$ — коэффициент относительного сжатия.

Осевая статическая нагрузка $N_i = p_N S_i$, с учетом выражения (19),

$$N_i = \varepsilon E S_i = E S_i \frac{\partial y}{\partial x}. \quad (20)$$

Следовательно, $\frac{dm}{N_i dx} = \frac{\rho_c S_i dy}{E S_i \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial y} dy} = \frac{\rho_c}{E} = \frac{1}{c^2}$ и выраже-

ние (18) преобразуется к виду

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -\frac{\rho_c}{E} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \text{ или } \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}. \quad (21)$$

Характер движения полностью уплотненной (до $\rho = \rho_c$) «связанной» структуры соответствует системе с распределенными параметрами, описывается волновым уравнением по аналогии с продольными колебаниями однородного стержня и происходит без диссипации энергии, причем величиной поперечных пуассоновых колебаний по причине их малости пренебрегают. Для волнового процесса (21) частота собственных продольных колебаний полуфабриката изделия в пресс-форме [4; 5; 35]

$$\omega_{\text{супл}} = \frac{n\pi}{h} \sqrt{\frac{E}{\rho_c}}, \quad (22)$$

где $n\pi/h$ — длина волны дилатационных продольных колебаний.

Наименьшая частота $\omega_{1\text{упл}}$ внешнего колебательного воздействия, при которой обеспечивается уплотнение полуфабриката до $\rho = \rho_c$, соответствует основной частоте продольных дилатационных колебаний (22) при

$$\omega_{01\text{упл}} = \omega_{\text{в}} = \frac{\pi}{h} \sqrt{\frac{E}{\rho_c}}. \quad (23)$$

Анализ процесса вибрационного уплотнения «связанной» структуры порошкового материала дает возможность ре-

комендовать диапазон частот внешнего колебательного воздействия для наиболее плотной и взаимопрочной укладки частиц в замкнутом объеме пресс-формы при постоянной составляющей осевого удельного статического усилия p_N .

Наиболее энергоемкие режимы для различных стадий уплотнения «связанной» структуры порошкового материала определяются спектром основных частот $\omega_0 = \omega_n \leq \omega \leq \omega_b =$

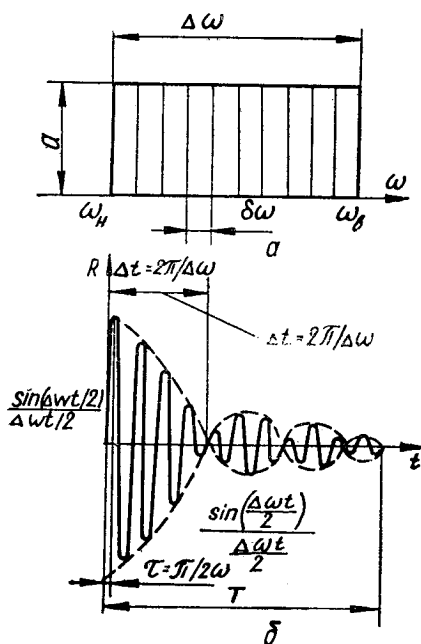


Рис. 6. Схема полигармонического внешнего воздействия:

a — пакет волн; b — суммарная амплитуда.

са силы. Этот вывод подтверждает особую эффективность виброимпульсного или виброударного внешнего нагружения [15; 16; 38] при прессовании порошковых материалов. В качестве примера синтеза импульсной внешней нагрузки достаточно рассмотреть воздействие на систему волнового пакета $\Delta\omega$, каждая компонента которого соответствует гармоническому колебанию $y_i = r \sin \omega_i t$, где $\omega_i = \omega_n + (i-1)\delta\omega$; $i = 1, 2, 3, \dots, k = \Delta\omega/(\delta\omega) + 1$.

Сумма ряда таких гармонических компонент обеспечивает воздействие

$$R(t) = r \sum_{i=1}^{k-1} \sin(\omega_n t + k\delta\omega t). \quad (24)$$

Среднее значение частоты волнового пакета $\Delta\omega$

$$\bar{\omega} = \omega_n + \frac{k-1}{2} \delta\omega, \quad (25)$$

а зависимость суммарной амплитуды от времени при больших k можно представить в виде

$$R(t) = kr \frac{\sin \frac{\Delta\omega t}{2}}{\frac{\Delta\omega t}{2}} \sin \bar{\omega} t. \quad (26)$$

График временного изменения $R(t)$ на рис. 6, б построен на основе выражения (26) и соответствует одиночному затухающему импульсу, являющемуся результатом сложения гармонических компонент, частоты которых ограничены волновым пакетом $\Delta\omega = \omega_b - \omega_n$. Значительные амплитуды $R(t)$ наблюдаются только в интервале $0 < t < 2\pi / (\Delta\omega)$, а длительность этой основной части синтезированного импульса (Δt) определяется величиной $\Delta\omega$. При уменьшении волнового пакета ($\Delta\omega \rightarrow 0$) происходит переход к одночастотному гармоническому воздействию $\omega = \omega_n = \omega_b$, длительность которого не ограничена (теоретически); увеличение $\Delta\omega$ характерно для ударного воздействия, когда $\Delta t = 2\pi / (\Delta\omega) \rightarrow 0$. Время полного гашения импульса T при отсчете от точки $t = 0$

$$T = \Psi 2\pi / (\Delta\omega), \quad (27)$$

где Ψ — коэффициент гашения импульса (для практических расчетов с достаточной степенью точности можно принимать $\Psi = 4 \dots 6$).

Большие значения коэффициента Ψ должны соответствовать тонкодисперсным порошковым материалам, для прессования которых требуются волновые пакеты с меньшими величинами $\Delta\omega$.

Теоретически возможно уплотнение «связанной» структуры порошкового материала до $\rho = \rho_c$ одиночным импульсом, энергия A_n которого определяется расчетной энергией

прессования заготовки. Однако при этом достижение необходимой равномерности заготовки по объему без перепрессовки (недопрессовки) практически невозможно, что объясняется явлениями диссипации подводимой энергии по высоте заготовки. Эти явления, в первую очередь, связаны с интенсивным поглощением энергии в волнах при переносе массы (явление диффузии) или импульса в случае вязкости или трения. Когда потери при распространении волн незначительны, характер упругой деформации заготовки при $\rho = \rho_c$ в пространстве (вдоль оси прессования по высоте заготовки) и во времени более точно описывается комбинацией двух уравнений — волнового (21) и диффузионного [35]:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{1}{d} \frac{\partial y}{\partial t}, \quad (28)$$

где d — коэффициент диффузии, который по физическому смыслу аналогичен кинематическому коэффициенту вязкости «псевдооживленной» [4] под действием вибраций порошковой среды.

Решение уравнения (28) [35]

$$y = A_{\max} e^{-\beta x} e^{i\omega(t-x/c)} \quad (29)$$

описывает колебательный процесс, максимальная амплитуда которого A_{\max} уменьшается экспоненциально по высоте вдоль оси заготовки в направлении распространения волн. Поэтому расчетная энергия одиночного импульса, синтезированного из пакета волн, уменьшается пропорционально квадрату амплитуды по закону $e^{-2\beta x}$. Практически процесс прессования заготовки с равномерным распределением плотности по объему и без перепрессовки можно осуществить, используя суммарное воздействие χ импульсов, с энергией каждого A_n ($A_{\Sigma} = \chi A_n$), достаточной для придания определенному участку заготовки (Δx) требуемой плотности $\rho = \rho_c$. При этом можно считать, что передача энергии каждым последующим импульсом через участок уплотненной заготовки происходит без потерь.

Частота следования импульсов ν определяется временем T гашения амплитуды импульса ($\nu = 1/T$). При соблюдении частоты ν исключается возможность наложения воздействия следующих друг за другом волновых пакетов, что вызывает разрушение уплотненных участков заготовки. При таком характере импульсного нагружения заготовки

в паузах между основными участками больших амплитуд ($T - \Delta t$) можно снимать внутренние напряжения в «связанной» структуре (по аналогии со ступенчатым прессованием) и избегать явлений упругого последействия [13; 39] в отпрессованных изделиях.

При гармоническом внешнем воздействии на эффективность процесса вибропрессования оказывает существенное влияние амплитудное значение виброускорения частиц ($A_i \omega_i^2$), которое вызывает снижение эффективных коэффициентов сил трения [4; 10] и увеличивает результирующее усилие прессования. Эффективно повышение виброускорений до $(5...7)g$ и более [39], однако процесс уплотнения «связанной» структуры порошкового материала наиболее интенсивно происходит в интервале $2\pi n / \omega_i < t < (2n + 1)\pi / \omega_i$, когда результирующая сила прессования, действующая на частицу с массой m_i (без учета сил трения),

$$Q_{i\max} = m_i g + p_N S_i + m_i A_i \omega_i^2, \quad (30)$$

стремится переместить частицу в сторону основания пресс-формы (т. е. обеспечивает уплотнение структуры за счет укладки и переориентации части). В интервале $(2n + 1)\pi / \omega_i < t < 2(n + 1)\pi / \omega_i$ результирующая сила прессования

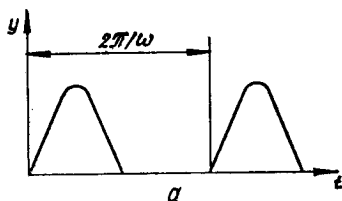
$$Q_{i\max} = m_i g + p_N S_i - m_i A_i \omega_i^2, \quad (31)$$

поэтому увеличение виброускорения внешнего гармонического воздействия может вызвать изменение направления действия силы Q_i (при $m_i A_i \omega_i^2 > m_i g + p_N S_i$). Условие ограничения значений виброускорений записывается в виде

$$\omega_i < \sqrt{\frac{m_i g + p_N S_i}{m_i A_i}}. \quad (32)$$

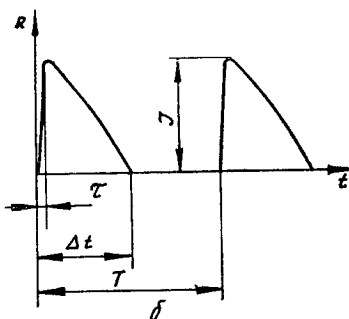
Следовательно, интенсификация процессов вибрационного прессования за счет увеличения виброускорения возможна только в определенных интервалах величины t . Этим обуславливается и рекомендуемый в работах [15; 16] способ виброимпульсного или виброударного режима внешнего нагружения пресс-формы с порошковым материалом. Рекомендуемое внешнее воздействие должно обеспе-

чивать перемещение пресс-формы по закону изменения положительной частью полуволны (рис. 7, а) при одночастотном гармоническом внешнем воздействии или периодическими импульсами (рис. 7, б) при воздействии толчком или ударом, по аналогии с синтезированными из волнового пакета импульсами в виде модулированной синусоиды (см. рис. 6, б). Для определения параметров частотного



спектра периодических импульсов (рис. 7, б) достаточно воспользоваться зависимостями

$$\begin{aligned} \bar{\omega} &= \pi/(2\tau); \quad \Delta\omega = 2\pi/(\Delta t); \\ \bar{a} &= J\bar{\omega}^2; \quad T = \psi\Delta t; \\ \nu &= 1/T, \end{aligned} \quad (33)$$



где τ — длительность переднего фронта импульса с амплитудным значением J ; Δt — время действия импульса; \bar{a} — среднее виброускорение, вызываемое импульсом J .

Рис. 7. Рекомендуемое внешнее воздействие:

а — одночастотное гармоническое;
б — ударное.

Осуществление такого виброимпульсного или виброударного воздействия на пресс-форму с заготовкой можно обеспечить только на специальном оборудовании, например на вибрационных прессах ВП и инерционных вибропрессмолотах (ИВПМ) [18], причем преимущество послед-

них подтверждается практикой промышленной эксплуатации на предприятиях по производству изделий из порошковых непластичных материалов [16; 27; 29] и возможностью реализации прогрессивной схемы инерционного нагружения уплотняемой заготовки [26].

Таким образом, можно предложить единый технологический критерий оценки процессов вибрационной и виброударной обработки порошковых неметаллических материалов, основанный на определении спектра собственных частот «связанной» структуры заготовки в пресс-форме. В зависимости от ширины спектра $\Delta\omega$ для практических

операций можно рекомендовать одночастотное нагружение (вибрационную обработку) при малых $\Delta\omega$ и многочастотное ударное (виброударную обработку) при больших $\Delta\omega$.

Импульс внешнего ударного воздействия на прессформу с расчетными параметрами формируется в соответствии с рекомендуемым спектром собственных частот (волновым пакетом, с указанием его граничных значений) и величиной заданного виброускорения или энергии, определяющей амплитудное значение импульса. Параметры соответствующего вибропрессового оборудования следует выбирать по заданным значениям энергии импульса, общей энергии уплотнения, среднего виброускорения, частоты следования и длительности переднего фронта импульсов.

3. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ВИБРАЦИОННЫХ И ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН С ГИДРОИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ

Осуществление вибрационных и виброударных нагружений объектов обработки возможно многими способами. Широко известны ВМ и ВУМ с механическим, электрическим, пневматическим, гидравлическим и комбинированным приводами. В работах многих авторов [3; 9; 12; 18; 24] отмечены преимущества и недостатки каждого из указанных приводов. Для промышленного применения рекомендован гидравлический привод, обеспечивающий передачу энергии давления жидкости в любом направлении и простоту осуществления прямолинейных возвратно-поступательных перемещений исполнительного рабочего звена машины. Кроме того, гидравлический привод отличается компактностью и возможностью плавного регулирования основных рабочих параметров — скорости, усилия, перемещения, а также малой инерционностью и высокой надежностью.

Краткий сравнительный анализ различных типов приводов ВМ и ВУМ, применяемых в промышленности, можно провести, рассмотрев основные принципиальные схемы этих приводов, показанные на рис. 8. Дебалансный привод (рис. 8, а) является наиболее широко распространенным видом механического привода. Он имеет значительные преимущества по сравнению с эксцентриковым или кривошипным приводами ВМ и ВУМ при необходимости обеспечения

больших мощностей и расчетных рабочих усилий. Основные недостатки В и ВУ машин с дебалансным приводом: необходимость надежной виброизоляции (массивный фундамент), низкая эксплуатационная надежность элементов трансмиссии и подшипниковых узлов, сложность регулирования рабочих параметров по ходу технологического процесса.

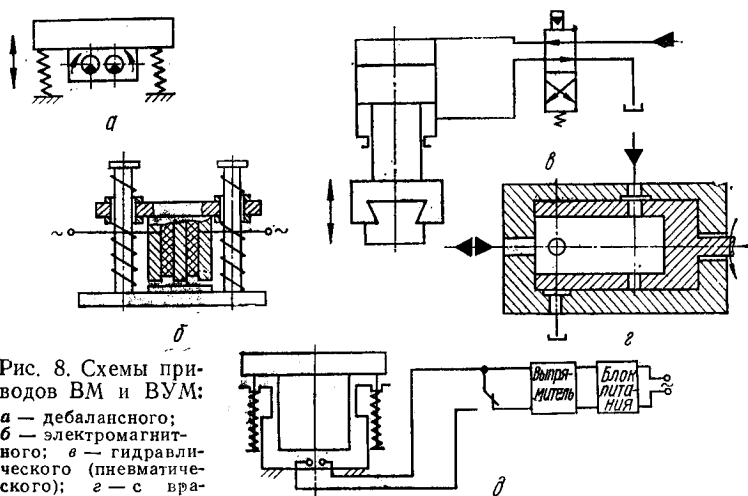


Рис. 8. Схемы приводов ВМ и ВУМ:
 а — дебалансного;
 б — электромагнитного;
 в — гидравлического (пневматического);
 г — с вращающимся золотником;
 д — электрогидравлического.

Электрический привод ВМ и ВУМ широкого применения в промышленности не нашел из-за того, что он не обеспечивает больших рабочих усилий на исполнительном звене, а также из-за высокой стоимости самого электрооборудования и низкой его энергоемкости. Простейшим видом электрического привода ВМ и ВУМ является электромагнитный привод вибраций рабочего звена (рис. 8, б), однако его применение ограничено низкой мощностью и целесообразно только для лабораторных установок.

Гидравлический и пневматический приводы ВМ и ВУМ по принципу действия аналогичны, однако последний не используют при необходимости создания значительных мощностей и передачи больших усилий из-за неоправданного увеличения габаритных размеров привода и машины в целом. Принципиальная схема такого взаимозаменяемого, с точки зрения энергоносителя (жидкость или воз-

дух), привода показана на рис. 8, в. Возвратно-поступательное перемещение исполнительного рабочего органа машины осуществляется при переключении обычного реверсивного золотника любым из известных способов (путем перемещения рабочего органа, под давлением, с помощью сервоустройств и т. п.). Наиболее распространенными видами комбинированного привода В и ВУ машин являются гидромеханический и электрогидравлический. Простейшая схема гидромеханического привода (рис. 8, г) известна как генератор вибраций с вращающимся золотником. Значительные потери на дросселирование жидкости, сложность торцевого уплотнения вращающегося золотника и необходимость использования отдельного привода для регулирования параметров машины по энергии и частоте рабочего нагружения ограничивают применение такого гидромеханического привода в промышленности. Электрогидравлический привод (рис. 8, д) перспективен для ВМ и ВУМ благодаря простоте создания возмущающего импульсного давления в полости гидроцилиндра при электрическом разряде в жидкости. Однако электрическая часть привода таких машин (созданы опытные образцы виброударных установок типа «Удар-12М» [33]) несовершенна в обслуживании, имеет значительные габариты и большую стоимость.

Применение ВМ и ВУМ, рабочее звено которых осуществляет силовое воздействие на объект обработки с большой мгновенной мощностью, значительно превышающей установочную мощность машины, дает возможность интенсифицировать целый ряд технологических процессов, осуществляемых, как правило, на машинах с возвратно-поступательным движением рабочего звена, обеспечивающего периодическое высокочастотное импульсное нагружение. Наиболее рациональным, как показала практика, для машин подобного типа является гидравлический привод, имеющий ряд преимуществ, главные из которых — простота и надежность автоматического повторения рабочих циклов.

В последнее время все большее применение находит новый тип гидравлического привода, характеризуемого наличием аккумуляторов в приводе и элемента их разрядки (управляемого по давлению) на рабочее звено. В специальной литературе [12; 18; 28] этот тип привода получил условное название «гидроимпульсный». В отличие от извест-

ного объемного гидропривода с насосно-аккумуляторной станцией, где энергия в отдельной, дорогостоящей установке накапливается на весь рабочий цикл и передается технологической машине, в гидроимпульсном приводе используется одноходовой аккумулятор, накапливающий энергию только на один рабочий ход машины, причем передача этой энергии рабочему органу осуществляется периодически элементом разрядки — клапаном-пульсатором [26].

В гидроимпульсном приводе объединяются свойства объемного и (при определенных параметрах) динамического гидроприводов, т. е. передача механической энергии жидкости осуществляется как за счет изменения объемов рабочих камер, так и за счет взаимодействия струи жидкости с рабочим органом машины. Указанные особенности гидроимпульсного привода определяют его преимущества — повышенную энергоемкость и значительное быстродействие, важные для целого ряда технологических процессов, чаще всего осуществляемых на машинах ударного действия при кратковременном рабочем нагружении большой мощности с высокой частотой (до 30 Гц).

Наиболее широко этот привод применяется в вибропрессах и вибропрессмолотах [18] для обработки неметаллических порошковых материалов, огнеупорных и керамических масс в строительных и дорожных машинах, осуществляющих виброуплотнение грунта или забивку свай [12]; в стендах для ускоренных испытаний деталей и узлов машин на надежность и долговечность; в сельскохозяйственных садовых уборочных машинах. Перспективно применение гидроимпульсного привода на транспорте, в приспособлениях для разгрузки вагонов с сыпучими грузами.

Наличие в приводе клапана-пульсатора также определяет особенности его работы. В зависимости от способа подключения и конструктивных особенностей клапана-пульсатора различают две основные принципиальные схемы гидроимпульсного привода (рис. 9). Гидроимпульсный привод с трехходовым двухпозиционным клапаном-пульсатором 2 (рис. 9, а) применяется в вибропрессах, вибротрамбовках и других машинах с повышенными требованиями в отношении энергии импульса, быстроходности и КПД. В зависимости от расчетной энергии одного хода рабочего звена 2 производится зарядка одноходового аккумулятора 4 от напорной магистрали до давления p_1 , при котором

клапан-пульсатор 1 откроется и обеспечит разрядку аккумулятора на рабочее звено 2. По мере разрядки аккумулятора 4 давление в системе падает до p_2 , клапан-пульсатор 1 закрывается, а полость цилиндра соединяется со сливом, после чего под действием гидропружин 3 рабочее звено 2 возвращается в исходное положение. Часть полезной работы может быть совершена в конце этого обратного хода (встряхивающие и испытательные машины).

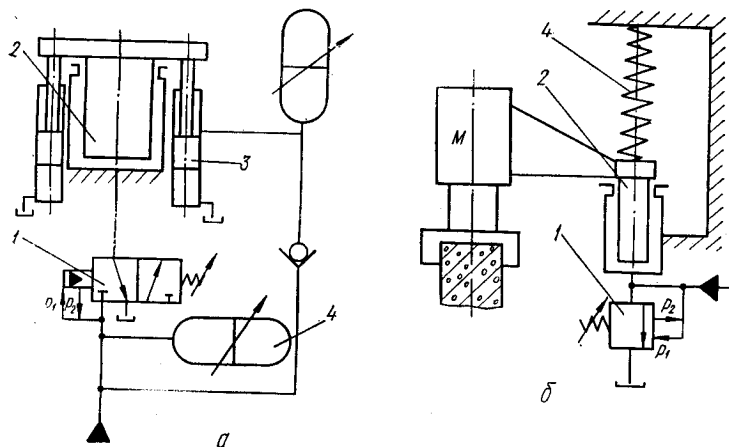


Рис. 9. Схемы ВМ и ВУМ с гидроимпульсным приводом:
 а — с трехходовым клапаном-пульсатором; б) — с двухходовым клапаном-пульсатором.

В состав привода, принципиальная схема которого показана на рис. 9, б, входит более простой двухходовой двухпозиционный клапан-пульсатор 1, установленный в линии слива из полости цилиндра рабочего звена 2. Жидкость по напорной магистрали подается непосредственно в полость цилиндра и перемещает рабочее звено 2 вверх. При достижении в полости цилиндра давления p_1 клапан-пульсатор 1 соединит ее со сливом. В процессе возврата рабочего органа в исходное положение при открытом клапане-пульсаторе под действием пружины 4 или сил тяжести ударных частей (mg) рабочего звена 2 давление в системе падает до величины p_2 и клапан-пульсатор 1 закрывается после прекращения расхода слива. В данной схеме отсутствует аккумулятор в том виде, в котором он изображен на рис. 9, а. Роль аккумулятора энергии выполняет

либо пружина 4, либо ударные части рабочего звена, от высоты расположения которых зависит накопленная энергия (mgh). Эта энергия совершит полезную работу при открытии на слив клапане-пульсаторе 1, обеспечивая тем самым свободный ход рабочего звена вниз. Схема, показанная на рис. 9, б, используется в свабойных молотах и в быстрходных кузнечно-штамповочных молотах.

Работоспособность клапана-пульсатора во многом определяется аккумулятором, создающим при разрядке дополнительный поток жидкости, мгновенный расход которой значительно превышает расход насоса привода. Аккумуляторирование энергии в гидроимпульсном приводе осуществляется в пружинных и в чисто гидравлических аккумуляторах. Если принцип действия пружинных аккумуляторов широко известен [25], то чисто гидравлические применяются относительно редко, поэтому их действие, основанное на свойстве сжимаемости жидкости, следует пояснить. Энергия, накопленная за счет сжатия жидкости [26]

$$A_c = 0,5p_1^2 W_0 \beta_{ж}, \quad (34)$$

где p_1 — наибольшее давление в гидроаккумуляторе, соответствующее давлению открытия клапана-пульсатора; W_0 — первоначальный объем полости гидроаккумулятора; $\beta_{ж}$ — коэффициент сжимаемости жидкости (при расчетах принимается $\beta_{ж} = \text{const}$ для давлений свыше 3 МПа).

Мгновенная мощность $N_{\text{мгн}}$ гидроимпульсного привода определяется временем совершения одного рабочего хода t_p , а осуществимость его минимального значения зависит от быстродействия клапана-пульсатора $t_k \geq t_p$. Практически достижимо быстродействие клапана-пульсатора $t_k = 0,001$ с [26]. Мгновенная мощность

$$N_{\text{мгн}} = p_1^2 W_0 \beta / (2t_p) \quad (35)$$

при условии, что время рабочего хода, со степенью точности, достаточной для проектных расчетов,

$$t_p = \sqrt{2ms_0 / (p_{\text{ср}} F)}, \quad (36)$$

где m — масса подвижного рабочего звена машины; s_0 — рабочий ход; $p_{\text{ср}}$ — среднее давление за время цикла (для практических расчетов принимается его среднеарифметическое значение) [26]; F — площадь поперечного сечения плунжера.

Предельная частота таких приводов (определяется числом двойных ходов рабочего звена машины), например для чисто гидравлического аккумулирования,

$$n = \frac{1}{t_{\text{ц}}} = \frac{1}{2A/(Q_{\text{н}} p_{\text{ср}}) + t_{\text{к}}} \approx \frac{0,9 Q_{\text{н}} p_1}{2A}, \quad (37)$$

где 0,9 — коэффициент, учитывающий время срабатывания клапана-пульсатора; $Q_{\text{н}} = \text{const}$ — подача насоса; A — заданная энергия одного рабочего хода; $t_{\text{к}}$ — продолжительность цикла.

Таким образом, для быстродействующих ВМ и ВУМ, потребляющих значительную мгновенную мощность, достаточно эффективен, прост в эксплуатации и изготовлении импульсный гидропривод с одноходовым аккумулятором и клапаном-пульсатором дистанционного бесступенчатого управления автоматически повторяющимися двойными ходами рабочего звена. Успешно работают в производственных условиях приводы описанного типа с установочными мощностями до 30 кВт, мгновенными мощностями до 200 кВт при частоте импульсов до 30 Гц. В лабораторных условиях получены частоты до 150 Гц с установочными мощностями 14 кВт.

Схема, показанная на рис. 9, а, по характеру воздействия на объект обработки получила условное название «толковой», а схема на рис. 9, б — «упругого возврата». В зависимости от вида нагружения, обеспечиваемого на данной машине, возможны некоторые изменения в схемах гидроимпульсного привода, связанные, главным образом, с его управлением и особенностями того или иного технологического процесса. Разновидности «толковой» схемы и схемы «упругого возврата» гидроимпульсного привода показаны на рис. 10.

Схема привода по рис. 10, б применяется в ВМ и ВУМ, для которых необходима строгая дозировка энергии по элементам рабочего цикла, например, при ходе исполнительного рабочего звена вверх и при его упругом возврате. «Толчковая» схема с дросселем на выходе из полости рабочего гидроцилиндра (рис. 10, в) используется в приводах машин для пульсирующей вытяжки, штамповки, вибропрессования порошковых материалов. Схемы ГИП, показанные на рис. 10, д, е, применяются, главным образом, для быстроходных молотов и специальных устройств с возвратно-поступательным периодическим движением рабо-

чего органа, у которых необходимо осуществлять регулировку рабочих параметров нагружения по длине хода.

В настоящее время трудно дать четкое определение технологического назначения гидроимпульсных приводов ВМ

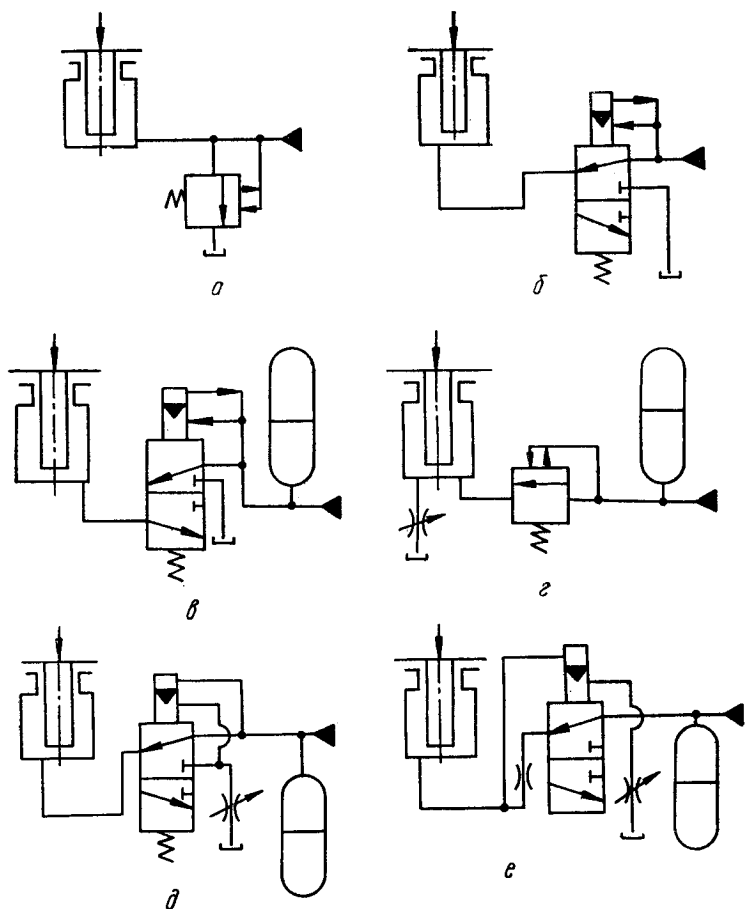


Рис. 10. Схемы гидроимпульсного привода ВМ и ВУМ:

a, б — «упругого возврата»; *в — в* — «толчковые»; (*в* — с дросселем на выходе, *д* — с управлением по перепаду на сливе, *е* — с управлением по перепаду на входе и на сливе); \downarrow — направление постоянно действующей силы.

и ВУМ, обеспечивающих рабочее нагружение объекта обработки при «толчке» или «упругом возврате», так как зависимости этой нагрузки от времени для обоих этих про-

цессов ($P = f(t)$) практически не отличимы. Поэтому привод проектируемой ВМ или ВУМ целесообразно оценивать скажностью.

Скажностью u любого вибрационного и виброударного процесса можно определить отношением амплитудного значения J периодически изменяющейся величины, например, перемещения, усилия, давления и т. п., к длительности τ переднего фронта импульса этой величины. По рис. 7, б скажность можно определить как

$$u = J/\tau,$$

причем размерность этого параметра может быть м/с, Н/с, Па/с и т. д. Скажность для оценки технологических возможностей ВМ и ВУМ с гидроимпульсным приводом целесообразно представить с учетом выражений (33):

$$u_p = P_{\max}/\tau \text{ при } \tau = \frac{\pi}{2\omega} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{c_{\text{пр}}}}, \quad (39)$$

где $c_{\text{пр}}$ — приведенная жесткость упругой системы с массой m ; P_{\max} — максимальное требуемое усилие.

Скажность, получаемая на ВУМ с приводом по схеме «упругого возврата», всегда выше, чем по «толчковой» схеме. Это объясняется тем, что ускорение торможения не зависит от параметров привода, который сложно выполнить так, чтобы он обеспечивал очень большие усилия, а тормозной элемент может иметь значительную жесткость, вплоть до жесткости, определяемой местом контакта металлических поверхностей. Примером может служить привод ИВПМ [18; 29], выполненный по схеме «упругого возврата», с максимальной энергией массы ($m = 200$ кг) подвижных частей $A_{\max} = 6000$ Дж и приведенной жесткостью тормозного устройства $c_{\text{пр}} = F_{\tau}^2/(W\beta_{\text{ж}})$ при наибольшем рабочем усилии $P_{\max} = 32 \cdot 10^4$ Н. Скажность, обеспечиваемая на такой машине,

$$u_p = \frac{2P_{\max}}{\pi} \sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{m}} \approx 4 \cdot 10^8 \text{ Н/с}. \quad (40)$$

Указанную жесткость тормозного устройства $c_{\text{пр}}$ можно получить в замкнутом объеме W жидкости тормозной подушки [12]:

$$W = F_{\tau}^2/(c_{\text{пр}}\beta_{\text{ж}}), \quad (41)$$

где F_T — площадь поперечного сечения тормозного плунжера; $\beta_{ж} = \text{const}$ — коэффициент сжимаемости рабочей жидкости.

Для тормозного плунжера с площадью $F_T = 10^{-2} \text{ м}^2$ и рабочей жидкости с величиной $\beta_{ж} = 6 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$ объем жидкости в тормозной подушке $W = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; следовательно, высота жидкости $h = W/F_T = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$. Создание гидравлического тормозного устройства с указанными параметрами в реальных конструкциях машин не представляет особой сложности. В этом случае возможна также простая регулировка величины u_p за счет изменения высоты h жидкости. Однако при увеличении u_p следует учитывать уменьшение энергии, достигаемой при расчетном давлении в гидросистеме.

Для ВМ и ВУМ с приводом по «толковой» схеме значение скважности определяется по зависимостям, аналогичным выражениям (39). Дополнительно учитывается величина $c_{пр}$, рассчитываемая по значению рабочего усилия P_{max} на плунжере машины и по энергии одного импульса A_n :

$$c_{пр} = 2P_{\text{max}}^2/A_n. \quad (42)$$

Среднее значение скважности u_p для привода с энергией $A_n = 1000 \text{ Дж}$, усилием $P_{\text{max}} = 32 \cdot 10^4 \text{ Н}$ и массой подвижных частей $m = 500 \text{ кг}$ составляет

$$u_p = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \frac{P_{\text{max}}^2}{\sqrt{mA_n}} \approx 0,9 \frac{P_{\text{max}}^2}{\sqrt{mA_n}} = 1,3 \cdot 10^8 \text{ Н/с}.$$

Анализ особенностей гидроимпульсных приводов, выполненных по схемам «упругого возврата» и по «толковым» схемам, показывает преимущество первых в получении значительной скважности только за счет торможения, когда на характеристики привода не накладываются ограничения по рабочему давлению (насос, гидроаппаратура и гидроарматура). При схеме «упругого возврата» обеспечения потерь напора на трение по длине трубопроводов и потерь на местных сопротивлениях гидроаппаратуры, а также меньшие габариты, благодаря отсутствию аккумулятора. Однако привод, выполненный по «толковой» схеме, имеет большую устойчивость в работе, меньший уровень шума, возможность более широкой регулировки основных парамет-

ров ВМ и ВУМ. Эти преимущества определили более широкое применение в промышленности ВМ и ВУМ с «толковой» схемой привода.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННЫХ И ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

Работа ВМ и ВУМ характеризуется кинематическими, динамическими и энергетическими параметрами. Главными из них следует считать скорость и время перемещения исполнительного рабочего звена, действующее на нем усилие и энергию, соответствующую элементам одного, автоматически повторяющегося рабочего цикла, общее число которых определяется требованиями к обработке изделия.

Проектирование ВМ и ВУМ обычно осуществляется на основе предварительной оценки рабочих параметров этих машин. Каждый рабочий цикл вибрационного или виброударного технологического процесса состоит из отдельных элементов, разделяемых переключениями привода для ввода и вывода энергии. Продолжительность элементов цикла является главной его характеристикой.

В обобщенном виде элементы рабочего цикла любой ВМ и ВУМ можно рассмотреть по схеме, показанной на рис. 11. Схема максимально упрощена в результате представления исполнительного рабочего звена, объекта обработки и инерционной массы (пригруза) как одного целого при нижнем расположении привода. Выражения для параметров гидроимпульсных приводов с такими схемами можно использовать и при схемах с верхним расположением привода. Цикл автоматических ходов машины по данной схеме состоит из следующих элементов: подъем исполнительного звена 2 за счет энергии гидроаккумулятора 4, с положительным ускорением; подъем в условиях торможения при переключении распределителя 3 на ход вниз (гидроаккумулятор 1); ход вниз с положительным ускорением (гидроаккумулятор 1).

Аккумулятор 1 заряжается при ходе поршня 2 вверх (первоначально с положительным ускорением, а при выравнивании давлений в полостях А и В — с отрицательным). Ускорение поршня 2 при ходе вниз определяется разрядкой аккумулятора 1. Способ зарядки аккумулятора 4 не оговаривается, а переключение распределителя 3 на

полость B определяется зарядкой аккумулятора 4 до заданной энергии (давления). Разрядка аккумулятора 4 соответствует переключению распределителя 3 и соединению полости A со сливом.

Определение основных рабочих параметров B и $BУ$ машин с ГИП проводится при некотором упрощении усло-

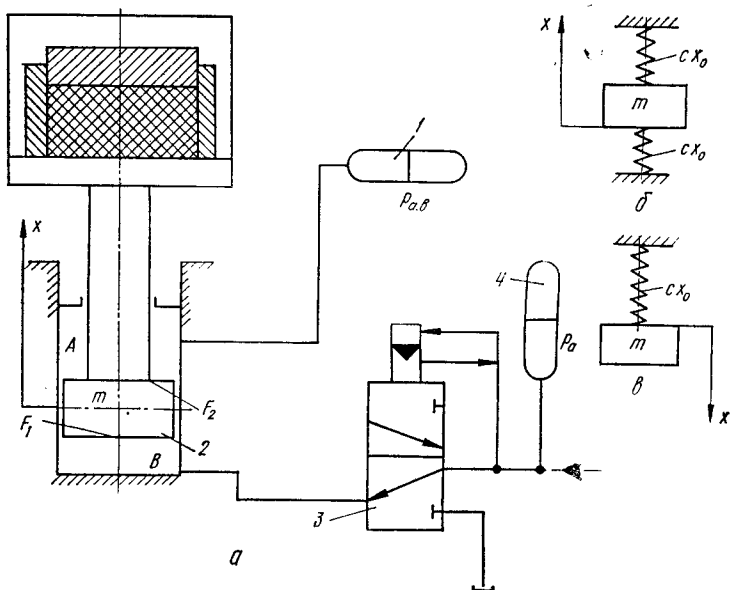


Рис. 11. Расчетная схема привода ВМ и ВУМ с ГИП (а) и варианты его исполнения: с предварительным натягом упругих элементов (б) и с учетом разрядки аккумулятора при ходе вниз исполнительного звена (в).

вий работы привода по сравнению с реальными условиями эксплуатации: усилие на поршне 2 при разрядке аккумулятора 4 (давление $p_{a.т}$) значительно превышает силу тяжести подвижных звеньев mg и суммарные потери на преодоление сил трения $\Sigma R(p_{a.т}F_1 \gg mg + \Sigma R)$; подача жидкости от насоса $Q_n = \text{const}$ в момент разрядки аккумулятора 4 значительно меньше подачи самого аккумулятора (Q_a), поэтому величиной Q_n пренебрегаем; характер изменения давления в гидроаккумуляторах 1 и 4 соответствует линейному закону, причем параметры этих аккумуляторов

по жесткости, энергии и потерям в линиях подвода одинаковы.

Предварительную оценку кинематических параметров ВМ и ВУМ можно дать, решая простое дифференциальное уравнение, описывающее колебания тела с массой m вдоль оси x на двух закрепленных с предварительным натягом x_0 пружинах, имеющих жесткость c . Для хода вверх (рис. 11, б)

$$m\ddot{x} = c(x_0 - 2x), \quad (43)$$

а для хода вниз — аналогичное уравнение, с учетом разрядки аккумулятора b (рис. 11, в):

$$m\ddot{x} = c(x_0 - x). \quad (44)$$

Время разрядки аккумулятора 4, соответствующее подъему поршня 2 (t_n), и время хода поршня 2 вниз под действием элементов упругого возврата (t_y) определяется из выражений (43) и (44):

$$t_n = \pi \sqrt{\frac{m}{2c}}; \quad t_y = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{c}}. \quad (45)$$

Полное время рабочего цикла машины t_n и соотношение продолжительности его элементов соответственно равно

$$t_n = t_n + t_y = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{c}} (\sqrt{2} + 1) \approx \frac{3,8}{\omega}; \quad (46)$$

$$t_n/t_y = \sqrt{2}, \quad (47)$$

где ω — условная частота рабочих ходов или совершения рабочих циклов.

Для каждого виброударного технологического процесса определяющим условием его обеспечения является энергия удара или толчка (A). Поэтому можно считать, что величина A задана. Для машин, осуществляющих обработку при ходе вверх со скоростью подъема v_n , энергия $A = 0,5mv_n^2$, а при ходе вниз со скоростью возврата v_y энергия $A = 0,5mv_y^2$. Соответственно, эти величины можно рассматривать как энергию толчка и энергию удара. Например, если задана энергия удара $0,5mv_y^2$, то за время хода вниз (t_y) привод машины обеспечивает подачу определенного объема рабочей жидкости со средним давлением $0,5p_a$. Поэтому справедливо соотношение

$$0,5mv_y^2 = 0,5p_a Q_a t_y, \quad (48)$$

из которого, с учетом выражения (45), следует

$$v_y = \sqrt{\frac{\pi Q_a p_a (\sqrt{2} + 1)}{2 \sqrt{mc}}} \quad (49)$$

или, при выражении скорости v_y через заданную энергию A ,

$$A = \frac{\pi Q_a p_a (\sqrt{2} + 1) \sqrt{m}}{4 \sqrt{c}}. \quad (50)$$

Условие работы привода ВМ и ВУМ с данными параметрами будет определяться значением подачи аккумулятора Q_a в процессе зарядки.

Выражение (46) для $t_{ц}$ содержит только один элемент, определяющий изменение частоты рабочих ходов ω — жесткость. Для чисто гидравлических аккумуляторов, в приводе машины, жесткость которых

$$c = \frac{F^2}{(W \beta_{ж})}, \quad (51)$$

изменение частоты ходов возможно только за счет изменения объема W рабочей жидкости с коэффициентом сжимаемости $\beta_{ж}$, условно принимаемым постоянным при расчетах [12; 20]. Следовательно, изменение частоты рабочих ходов ВМ и ВУМ влечет за собой изменение энергии одного рабочего хода при постоянной установочной мощности привода. Зависимость $\omega(W)$ можно представить в виде

$$\omega = F / \sqrt{W \beta_{ж} m}. \quad (52)$$

При изменении только объема гидроаккумулятора энергия одного рабочего хода определяется выражением

$$A = \sqrt{W} \frac{Q_n p_a \sqrt{\beta_{ж} m}}{0,526 F}, \quad (53)$$

а мощность привода

$$N = A / t_{ц} = 0,5 W Q_n p_a \beta_{ж}. \quad (54)$$

Предварительная оценка рабочих параметров ВМ и ВУМ показывает линейную зависимость потребляемой мощности N от величины полезного объема W .

Приведенные зависимости даны для оценки параметров привода с линейным изменением давления в каждом из гидроаккумуляторов 1 и 4, причем значения давлений p_a

и подач Q_a осреднялись для каждого из аккумуляторов, а площади F_1 и F_2 принимались равными. Ближе к реальным условиям привод с гидроаккумуляторами, обеспечивающими давление $p_a = \text{const}$. В таком приводе следует различать давление в аккумуляторе толчка 4 ($p_{a, \tau}$) и в аккумуляторе возврата 1 ($p_{a, в}$), в зависимости от соотношения площадей F_1 и F_2 . Варианты такого привода в принципе одинаковы для переменного и постоянного давления p_a , однако их применение определяется конкретными задачами по автоматизации управления периодическими рабочими ходами. Например, в случае линейного закона изменения давления ($p_a = \text{var}$) возможно управление по величине его изменения, а при постоянном давлении ($p_a = \text{const}$) — по ходу или по скорости исполнительного рабочего органа. Поэтому в качестве оптимального варианта вибрационного и виброударного приводов с короткоходным рабочим органом следует рекомендовать одноходовые гидравлические аккумуляторы, зарядка которых до заданной энергии (давления) происходит от насоса (Q_n) при переключении распределителя 3 на слив жидкости из поршневой полости рабочего гидроцилиндра во время обратного хода поршня 2. Ориентировочные значения скоростей перемещения поршня 2 определяются при ходе вверх суммарной подачей аккумулятора 4 и насоса

$$v_n = (Q_{a, \tau} + Q_n) / F_1, \quad (55)$$

а при ходе вниз — подачей аккумулятора возврата ($Q_{a, в}$)

$$v_y = Q_{a, в} / F_2. \quad (56)$$

При заданной длине хода H рабочего органа, которая обычно соответствует амплитуде колебаний ВМ и ВУМ, можно предварительно дать оценку времени полного рабочего цикла и его элементов, по аналогии с выражениями (45) и (46):

$$t_n = \frac{F_1 H}{Q_{a, \tau} + Q_n}; \quad t_u = \frac{F_2 H}{Q_{a, в}}; \quad t_c = \left(\frac{F_1}{Q_{a, \tau} + Q_n} + \frac{F_2}{Q_{a, в}} \right) H. \quad (57)$$

В ряде случаев, например для определения параметров аккумулятора возврата, целесообразно пользоваться зависимостью, полученной после преобразования выражений (45) и (56):

$$Q_{a, в} = \frac{2F_2^2 H}{\pi \sqrt{m W_{a, в} \beta_{ж}}}. \quad (58)$$

Для предварительной оценки динамических параметров В и ВУ машин, например при определении средних значений рабочих усилий на поршне 2, следует принимать во внимание баланс энергий, учитывающий использование накопленной в гидроаккумуляторе 4 энергии $A_{a.т}$ на выполнение полезной работы исполнительным звеном машины ($A_{п}$), зарядку гидроаккумулятора возврата до энергии $A_{в}$ и на преодоление потерь ($A_{пот}$):

$$A_{a.т} = A_{п} + A_{в} + A_{пот}. \quad (59)$$

Полезную работу в выражении (59) можно представить произведением среднего рабочего усилия $P_{раб. ср}$ на перемещение H поршня 3: $A_{п} = P_{раб. ср} H = A_{a.т} - A_{в} - A_{пот}$, откуда

$$P_{раб. ср} = \frac{A_{a.т} - A_{в} - A_{пот}}{H}. \quad (60)$$

Рассмотренная методика предварительной оценки рабочих параметров ВМ и ВУМ носит приближенный характер и рекомендуется при выполнении эскизного проектирования для выявления общей технической характеристики создаваемого оборудования. Окончательный расчет действительных параметров ВМ и ВУМ следует проводить на основании анализа каждой конкретной схемы привода с учетом ее особенностей.

5. КЛАССИФИКАЦИЯ ВИБРАЦИОННЫХ И ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН С ГИДРОПРИВОДОМ

Внедрение процессов вибрационной и виброударной обработки в некоторых случаях затруднено из-за отсутствия единого научно обоснованного подхода к вопросам реализации этих процессов, т. е. к выбору соответствующего оборудования и определению оптимальных режимов нагружения по частоте, амплитуде, энергии и характеру приложения нагрузки (существующие рекомендации, например по выбору оптимальных режимов вибрационной и виброударной обработки различных порошков, разработаны на основании эксперимента и часто неоднозначны даже для однотипных материалов). Для широкого промышленного использования в качестве специального технологического оборудования для данных процессов можно рекомендовать машины с гидроимпульсным приводом и инер.

ционной схемой нагружения обрабатываемого объекта. Преимущества этого оборудования выявлены в результате анализа тенденций его развития, конструктивных особенностей и технологических возможностей применительно к процессам вибрационной и виброударной обработки. Расширение области применения специального оборудования с гидроимпульсным приводом возможно путем создания новых конструкций машин, с учетом конкретных технологических задач.

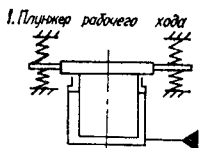
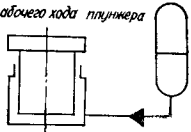
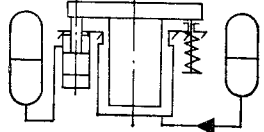
Для упрощения разработки вибрационного и виброударного оборудования, особенно на первой стадии проектирования при выборе принципиальной схемы машины в целом, целесообразно использовать классификационную матрицу-определитель вариантов гидроимпульсного привода (табл. 2). Матрица построена по двум основным признакам — технологическому и конструктивному. Классификация по технологическому признаку, определяющему характер силового воздействия рабочего звена машины и инерционной массы на объект обработки за один рабочий ход, представлена в восьми столбцах, каждый из которых соответствует одному или нескольким однородным технологическим процессам. Конструктивные признаки отражены в строках, где обобщены сведения об особенностях привода (строки 1—4) и способах подключения основного элемента управления — клапана-пульсатора (строки 5—7). В местах пересечения столбцов и строк условными знаками показано, рационально ли применение тех или иных конструкций привода и схем подключения клапана-пульсатора для осуществления любого из указанных технологических процессов. Знаки обозначают следующее: «—» — не рекомендуется; «+» — возможно, но нерационально; « \dagger » — рекомендуется при определенных условиях эксплуатации; « \dagger » — рекомендуется и наиболее рационально в большинстве случаев. Рекомендации составлены на основании детального анализа взаимосвязи технологических и конструктивных признаков, а также на основании результатов практики проектирования и эксплуатации подобного оборудования, представленных в специальной литературе.

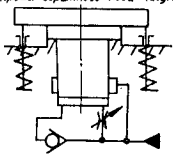
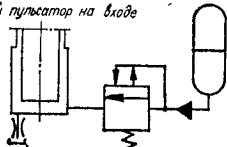
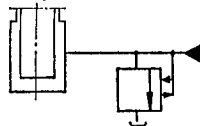
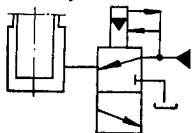
Технологический признак, указанный в столбце 1, характерен для процессов пульсирующей вытяжки или экстракции с большим поступательным ходом инструмента, совершающим одновременно колебательные движения. Под

2. Классификационная матрица-определитель вариантов гидроимпульсного привода

Конструктивный признак	Характер силового воздействия на объект обработки							
	Односторонний привод						Двусторонний привод	
	1. Толчок вниз	2. Толчок вверх	3. Толчок вниз, удар вверх	4. Толчок вверх, удар вниз	5. Толчок и удар вверх	6. Толчок и удар вниз	7. Толчок	8. Толчок и удар

Конструктивные особенности привода

<p>1. Плиунжер рабочего хода</p> 	+	+	-	-	+	+	-	-
<p>2. Аккумулятор рабочего хода плунжера</p> 	+	+	+	+	+	+	+	+
<p>3. Аккумулятор рабочего хода и возврата</p> 	+	+	+	+	+	+	+	+

Конструктивный признак	Характер силового воздействия на объект обработки							
	Односторонний привод						Двусторонний привод	
	1. Толчок вниз	2. Толчок вверх	3. Толчок вниз, удар вверх	4. Толчок вверх, удар вниз	5. Толчок и удар вверх	6. Толчок и удар вниз	7. Толчок	8. Толчок и удар
<p>4. Использование энергии обратного хода плунжера</p> 	-	-	++	++	+	+	+	+
<p>А. Двухходовой пульсатор на входе</p> 	++	+	+	+	+	+	+	+
<p>Б. Двухходовой пульсатор на сливе</p> 	-	-	++	+	+	++	+	++
<p>В. Трехходовой пульсатор</p> 	+	++	+	++	+	+	+	+

Примечание. Плунжеры рабочего хода условно показаны для нижнего привода.

«толчком» понимают единичное силовое воздействие на объект обработки, по продолжительности определяемое временем и параметрами разрядки аккумулятора. Под «ударом» понимают такое воздействие на объект обработки, при котором продолжительность и параметры процесса определяются свойствами заготовки и кинетической энергией, накопленной движущимися частями. Если в ходе процесса производится калибровка, то силовое воздействие состоит в толчке вверх (столбец 2) при коротком пульсирующем ходе инструмента, когда предпочтителен нижний привод и нежелателен отвод инструмента от заготовки. Столбцы 3 и 4 соответствуют процессам прессования и уплотнения заготовок из порошковых масс, формования литейных смесей и окончательной обработки абразивными средами, где требуется дополнительный эффект динамического воздействия при ударе со стороны матрицы или контейнера (столбец 3) и пуансона или инерционной массы (столбец 4) на объект обработки при использовании кинетической энергии подвижных частей машины, причем для воздействия, соответствующего столбцу 4, характерен короткоходовой нижний привод.

Процессы вибрационной и виброударной обработки (столбцы 5 и 6), для осуществления которых требуются значительные мгновенные усилия и ускорения рабочего звена машины (более высокие, чем для устройств, описанных в строках 3 и 4), например, строительно-монтажные и погрузочно-разгрузочные работы на транспорте, ускоренные и форсированные испытания на надежность и долговечность, характеризуются сочетанием одностороннего верхнего или нижнего толчкового воздействия и ударного (импульсного) нагружения. Двусторонний привод используется в процессах обработки давлением (с применением полезных вибраций) материалов, свойства которых в процессе силового воздействия существенно меняются вдоль линии приложения рабочей нагрузки (столбцы 7 и 8), причем для процессов, соответствующих столбцу 8, характерна достаточно большая энергия удара и необходим встречный ход, что устраняет необходимость применения виброизолированного фундамента.

Конструктивные особенности привода условно показаны для его нижнего расположения, однако все отличия равнозначны и для его верхнего расположения. Строка I соответствует приводу, плунжер которого может совершать

колебательные движения с максимальной величиной хода, соответствующей удвоенной амплитуде (размаху) колебаний. Привод может работать как с подключенным гидроаккумулятором, так и без него. В строке 2 показан привод, плунжер которого совершает рабочий ход в момент разрядки одноходового аккумулятора, а обратный ход — под действием сил тяжести (нижний привод) или упругости изделия (верхний привод). Исходное положение плунжера на всю серию циклов рабочих ходов устанавливается вспомогательными механизмами, которые не принимают участия в процессе обработки и в классификационной матрице не показаны. Использование в приводе аккумуляторов рабочего хода и возврата (обратный ход) плунжера (строка 3) обеспечивает дополнительное ударное силовое воздействие на объект обработки. Возможно конструктивное исполнение аккумуляторов обратного хода в виде гидравлических или механических пружин, накапливающих энергию при совершении плунжером рабочего хода. Выбор аккумулятора обратного хода определяется особенностями эксплуатации и требованиями технологического процесса, например, значением рабочего давления, необходимостью регулировки энергии удара при возврате, вязкостью используемой жидкости, необходимостью достижения более высоких скоростей рабочего звена при возврате. Поэтому в приводах с использованием энергии обратного хода целесообразно применять гидравлическое демпфирование (строка 4) в сочетании с жестким механическим ударом заплечиков рабочего плунжера о станину.

Энергия ударного воздействия зависит от способа передачи ее на объект обработки: с помощью отраженной волны или волнового пакета, параметры которых определены жесткостью места контакта удара; под действием массы технологического объекта с учетом пресс-формы, контейнера или штампа; под действием инерционной массы пригруза, который может иметь элемент собственного накопления энергии в момент толчка.

Способы подключения основного элемента управления гидроимпульсным приводом — клапана-пульсатора, в зависимости от его типа, представлены в строках А—В. Двухходовой клапан-пульсатор может быть установлен последовательно (строка А) в напорной магистрали между одноходовым аккумулятором и рабочим цилиндром или в ответвлении напорной магистрали на слив, при отсут-

ствии аккумулятора (строка Б). Трехходовой клапан-пульсатор (строка В) предпочтителен с точки зрения универсальности и эксплуатационной надежности привода, может быть использован с одноходовым аккумулятором или без него.

Выбор схемы распределения необходимо осуществлять дифференцированно, с учетом требований уменьшения стоимости привода, увеличения КПД и с учетом технологических особенностей вибрационных и виброударных процессов. Рассмотренная матрица-определитель дает возможность сформулировать предварительные рекомендации по выбору принципиальной гидрокинематической схемы специальных ВМ и ВУМ в зависимости от технологического назначения. Код рекомендуемой схемы машины условно записывается в виде двузначного числа и буквы. Первая цифра числа несет информацию о характере силового воздействия на объект обработки, т. е. об осуществляемом вибрационном или виброударном технологическом процессе (совокупности подобных технологических процессов), и соответствует номеру одного из 8 столбцов матрицы.

Вторая цифра и буква кода соответствуют номерам строк и информируют об особенностях привода и способах подключения клапана-пульсатора. Например, проектируется вибрационный пресс типа ИВПМ для полусухого прессования керамических изделий из порошковых масс. Требуемый характер силового воздействия — толчок вверх (формообразующее усилие) и удар вниз (дополнительное упрочняющее усилие) соответствует 4-му столбцу. Наиболее рациональный вариант — нижний привод с использованием энергии обратного хода (строка 4). В этом приводе можно применить трехходовой клапан-пульсатор (строка В). Информация о выборе принципиальной гидрокинематической схемы вибрационного пресса для указанного технологического процесса будет закодирована числом 44В. Построение этого же оборудования по схемам 42В или 43Б возможно, но малорационально. Для пульсирующей вытяжки рекомендуется машина с верхним или нижним приводом, соответственно по схемам 12А или 21Б.

Для осуществления основных вибрационных и виброударных технологических процессов на специальном оборудовании с использованием гидроимпульсного привода могут быть предложены схемы со следующими кодами: формование литейных смесей — 54Б; обработка деталей

абразивными средами — 21Б; забивка свай — 63Б; пульсирующая вытяжка — 12А; проведение типовых испытаний — 44Б, 44В, 51Б и т. п., в зависимости от заданных условий нагружения; погрузочно-разгрузочные работы — 81В*; уборка фруктов при сельскохозяйственных работах — 31Б*

Глава

МАШИНЫ ДЛЯ ПОРОШКОВОЙ МЕТАЛЛУРГИИ, ПРОИЗВОДСТВА ОГНЕУПОРОВ И ФАРФОРО-КЕРАМИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ

1. ВЫБОР СХЕМЫ ВИБРАЦИОННЫХ И ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

Для обеспечения вибрационных и виброударных технологических процессов уплотнения заготовок изделий из порошковых материалов на специальном оборудовании можно рекомендовать машины с нижним расположением гидроимпульсного привода с инерционной схемой нагружения объекта обработки. В зависимости от способа подключения аппаратуры управления привода объект обработки может подвергаться импульсному (ударному) воздействию в различные моменты: при ходе исполнительного рабочего звена машины вверх в момент разрядки одноходового гидроаккумулятора в полость рабочего цилиндра; при упругом возврате подвижных частей машины (стола, заготовки и инерционной массы) в момент соединения полости рабочего цилиндра со сливом при достижении в системе расчетного давления, определяющего энергию, накопленную упругими элементами и передаваемую объекту обработки в конце обратного хода при ударе.

Таким образом, при выборе принципиальных схем ВМ и ВУМ необходим дифференцированный подход, учитывающий не только особенности технологического процесса, но и условия эксплуатации. Схема машины для уплотнения (прессования) порошковых материалов показана на рис. 12.

* При реализации ВМ и ВУМ по этим схемам допускается отклонение от вертикального направления оси перемещения исполнительного рабочего звена.

Подключение гидроимпульсного привода к полости рабочего цилиндра возможно по схемам «толчка» и «упругого возврата», которые подробно описаны в § 3 гл. 1. Особенность данной машины — наличие подвижной траверсы 3 со сменным инерционным пригрузом 1, интенсифицирующей процесс уплотнения заготовки 2. В осевой расточке станины 7 размещен плунжер 6 исполнительного рабочего звена, связанного со станиной элементами упругого возврата 5. Направляющие колонны 4 подвижной траверсы 3 пропущены в расточки станины, а на нижней поперечине 8 закреплен цилиндр 9 установочных перемещений. Станина 7 размещается на амортизирующих элементах 10. В зависимости от требований технологии на машине, созданной по такой схеме, можно обеспечить вибрационный или виброударный режим обработки, который определяется условиями взаимодействия подвижных элементов самой машины и способом подключения аппаратуры управления гидроимпульсного привода.

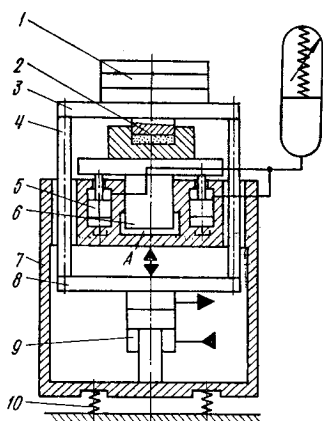


Рис. 12. Схема машины для уплотнения порошковых материалов.

Для обоснования выбора принципиальной схемы машины по рис. 12 необходимо ввести обозначения масс основных подвижных элементов конструкции, принимающих участие в процессе уплотнения заготовки: m_n — масса инерционного пригруза 1 с подвижной траверсой 3, колоннами 4 и нижней поперечиной 8; m_z — масса заготовки; m_c — масса стола с учетом плунжера 6 и элементов упругого возврата 5; m_0 — масса станины (обычно на порядок больше массы остальных подвижных элементов и может быть условно принята неподвижной).

Технологический процесс обработки заготовки m_z начинается при импульсном увеличении давления жидкости в полости гидроцилиндра или при соединении полости A со сливом в момент достижения в ней расчетного давления. В первом случае происходит разрядка гидроаккумулятора в полость A и усилие, создаваемое давлением жид-

кости на торце плунжера b , на порядок больше усилия возврата стола (m_c) в исходное положение. Во втором — усилие на плунжере b при ходе вверх и увеличении давления в полости A на порядок меньше усилия, создаваемого в условиях торможения при обратном ходе плунжера вниз. Для каждого из рассмотренных вариантов осуществления технологического процесса возможны два экстремальных случая взаимного перемещения подвижных элементов машины: а) заготовка имеет малое сопротивление (большую текучесть) по сравнению с усилием на плунжере в начальный период уплотнения и перемещением m_n можно пренебречь; б) процесс уплотнения заготовки практически окончен и следует рассматривать перемещение подвижных элементов ($m_n + m_c + m_a$) = Σm как одно целое.

Для машины, привод которой подключен по схеме «толчка», характерны три основных этапа всего рабочего цикла: разгон стола вверх; торможение стола под действием сопротивления элементов упругого возврата и заготовки; возврат стола в исходное положение.

В качестве критерия при выборе принципиальной схемы машины принимается энергобаланс формирования импульсного воздействия на заготовку посредством подвижных элементов стола (m_c) и инерционного пригруза (m_n). Роль инерционного пригруза обычно выполняет пуансон пресс-формы, нагруженный с усилием $B = \text{const}$.

Уравнение энергобаланса для первого этапа рабочего цикла:

$$A_I = A_z + A_y + A_c + A_n, \quad (61)$$

где A_T — энергия разрядки гидроаккумулятора привода для первого этапа; A_c — кинетическая энергия стола в момент разгона; A_z — энергия, расходуемая на уплотнение заготовки; A_y — потенциальная энергия, накопленная элементами упругого возврата стола; A_n — кинетическая энергия инерционного пригруза (равна нулю, так как перемещением пригруза на первом этапе рабочего цикла можно пренебречь).

Для второго этапа рабочего цикла машины

$$A_{II} + A_c = A_n + A_z, \quad (62)$$

где A_{II} — энергия разрядки гидроаккумулятора для второго этапа рабочего цикла.

В уравнениях (61) и (62) потерями энергии на трение и утечки энергоносителя пренебрегают. Поскольку величины A_I, A_{II}, A_3, A_c многозначны и не могут быть определены обычными способами, то следует считать, что известны средние значения действующих сил — усилия возврата (Π) упругих элементов, сопротивления заготовки (Φ) и усилия толчка (F), действующего на пути s_0 . Согласно расчетной схеме машины, выполненной по «толчковому» варианту, при обратном ходе s_1 энергия не используется, так как усилие торможения T при обратном ходе намного меньше усилия сопротивления заготовки Φ .

Работа силы F на пути s_0 складывается из работ сил P и Φ на пути s_0 и s (s — деформация заготовки):

$$Fs_0 = Ps_0 + \Phi s, \quad (63)$$

откуда

$$s = s_0(F - P) / \Phi. \quad (64)$$

КПД определяется соотношением работ сил Φ и F :

$$\eta = \Phi s / (Fs_0), \quad (65)$$

или, с учетом выражений (63) и (64),

$$\eta = 1 - P / F. \quad (66)$$

Таким образом, КПД зависит только от соотношения P/F : чем оно меньше, тем выше КПД для данного случая. Привод такого типа вполне реален, так как даже при $\eta = 0,05$ он может быть достаточно быстроходным, если время возврата мало.

Пример 1. $m_c = 200$ кг; $F = 200$ кН; $\Phi = 100$ кН; $P = 10$ кН; $T = 20$ кН; $s_1 = 5$ мм; $\bar{s} = s/s = 2$ — коэффициент пропорциональности ($s = s_1 - s_T = s_1(\bar{s} - 1)/\bar{s}$; s_T, s_P — соответственно пути возврата под действием сил P и T). Требуется определить время возврата под действием сил P и T (t_P и t_T), а также время возврата в исходное положение ($t_B = t_P + t_T$).

$$t_P = \sqrt{\frac{2s_P m_c}{P}} = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^2}{10^4} = 10^{-4} \text{ с};$$

$$t_T = \sqrt{\frac{2s_T m_c}{T}} = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^4} = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ с}; \quad (67)$$

$$t_B = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ с}.$$

Зависимости (67) можно использовать в проектном расчете для оценки проходных сечений при наибольшей скорости v , если сопротивление заготовки минимально:

$$v = \sqrt{2(F - P - \Phi)/m_c}. \quad (68)$$

Привод, выполненный по схеме «упругого возврата», практических преимуществ не дает, если отсутствует перемещение пригруза с пуансоном, сопровождающееся накоплением энергии A_y , так как в этом случае при торможении можно использовать для уплотнения заготовки только ограниченную кинетическую энергию прессуемой массы m_3 .

В общем виде баланс энергий при подъеме стола записывается в форме уравнения (61), а с учетом средних значений сил, перемещений и перехода энергии A_c в A_3 , A_{II} в A_y

$$A_I = \Phi(s_2 - s_n) + Ps_2 + Bs_n, \quad (69)$$

где s_2 — путь стола; s_n — путь инерционной массы (пригруза).

При обратном ходе исполнительного рабочего звена используется энергия $B(s_2 + s_n)$, а КПД определяется зависимостью

$$\eta = \frac{\Phi(s - s_n) + B(s + s_n)}{\Phi(s - s_n) + Ps + Bs_n}. \quad (70)$$

Для практических расчетов удобнее пользоваться безразмерными величинами относительных сил и перемещений:

$$\bar{p} = \frac{P}{\Phi}; \quad \bar{q} = \frac{\Phi}{F} \ll 1; \quad \bar{b} = \frac{B}{F} < 1; \quad \bar{s} = \frac{s}{s_0}; \quad \bar{n} = \frac{s_n}{s_0}. \quad (71)$$

С учетом соотношений (71) выражение для КПД преобразуется к виду

$$\eta = \frac{\bar{q}(\bar{s} - \bar{n}) + \bar{b}(\bar{s} + \bar{n})}{\bar{q}[\bar{s}(1 + \bar{p}) - \bar{n}] + \bar{b}\bar{n}}. \quad (72)$$

Для заготовки с малым усилием сопротивления $\Phi = B$, $\bar{q}_0 = \bar{q} = \bar{b} \ll 1$ выражение (72) значительно упрощается:

$$\eta = 2/(1 + \bar{p}). \quad (73)$$

Отсюда следует, что в данном случае КПД зависит только от соотношения $\bar{p} = P/\Phi$ и не зависит от таких параметров, как q_0 , \bar{s} и n . Выражение (73) имеет смысл при условии $\bar{p} > 1$, так как в уравнениях баланса энергий не учитывался источник силы B .

Если $\Phi \approx F$, то в приводе, выполненном по «толковой» схеме, полезная работа будет отсутствовать, что соответствует реальному значению уплотнения заготовки в конце цикла деформирования, тогда как при схеме «упругого возврата» это единственная возможность продолжить уплотнение при $T > \Phi > F$. На первых двух этапах рабочего цикла массы m_c , m_a и m_n получают определенные количества энергии, но используется только энергия A_y . При этом

$$\eta = Bs / (Ps_0 + Bs). \quad (74)$$

После подстановок $s = s_0$ и $P/B = d$ выражение (74) преобразуется к виду

$$\eta = 1 / (1 + \bar{d}). \quad (75)$$

Из выражения (75) следует, что КПД определяется соотношением P/B , причем P должно быть минимальным, а B — максимальным, но с учетом ограничения $B < F$.

Привод, выполненный по схеме «упругого возврата», может работать и в режиме $F \ll \Phi$ при малой мгновенной мощности, что исключает необходимость применения гидроаккумуляторов. Однако с технологической точки зрения оптимальным будет привод комбинированный, обеспечивающий тормозные режимы «толчка» и «упругого возврата» при воздействии на объект обработки. Таким является, например, привод машин типа ИВПМ (18).

Машины для вибрационных и виброударных технологических процессов с гидроимпульсным приводом обеспечивают: минимальную массу, приходящуюся на единицу энергии импульса (для большинства случаев отличие на порядок); более высокий КПД; широкий диапазон регулирования параметров технологического процесса. Наиболее рационален привод, обеспечивающий комбинированный режим нагружения, в котором сочетаются импульсное толчковое воздействие на исполнительное звено путем непосредственной подачи энергоносителя и резкое торможение в конце обратного хода. Соответствие выбора принципиальной схемы ВМ и ВУМ технологическому процессу

в наибольшей степени определяется возможностью получения заданной скважности импульса и изменения его энергии, возможностью регулировки частоты периодического воздействия на объект обработки и двустороннего нагружения последнего.

2. АНАЛИЗ ДИНАМИКИ И ЭНЕРГОБАЛАНСА ИНЕРЦИОННЫХ СХЕМ НАГРУЖЕНИЯ

Практическое применение ВМ и ВУМ типа ИВПМ для уплотнения заготовок из неметаллических порошковых материалов, керамических и огнеупорных масс показало их высокую эффективность [16; 18; 27; 29]. Однако для широкого использования ИВПМ в промышленности необходим подробный анализ их динамики, на основании которого возможно создание единой методики проектного расчета данного оборудования различных типоразмеров.

Из известных работ в этом направлении следует отметить исследования динамики гидроинерционных прессов [26], проведенные для линейной двухмассовой колебательной системы — плунжера и подвижного цилиндра (без учета перемещения станины) — с упрощенными выражениями возмущающей силы и сопротивления деформированию заготовки. При подобных допущениях не учитываются молотовое воздействие станины на фундамент, свойства прессуемого материала. Такие допущения неприемлемы для анализа динамики ИВПМ вследствие отличия их схем и особенностей протекания технологического процесса.

Процесс вибрационного или виброударного уплотнения на ИВПМ зависит от характера взаимодействия его подвижных частей — станины 7, стола, являющегося исполнительным звеном машины, и подвижной траверсы 3 (рис. 12). Возмущающее усилие создается на плунжере 6, жестко связанном со столом, при периодическом изменении давления в полости *A* рабочего цилиндра по закону, определяемому основным элементом управления приводом — клапаном-пульсатором. Использование различных вариантов подключения клапана-пульсатора к схеме привода [28] дает возможность получить в полости *A* необходимое давление, например, импульсное (рис. 13, *a*), пилообразное (рис. 13, *б*) и т. п., характер которого определяется технологией процесса вибропрессования. Взаимодействие подвижных частей ИВПМ, независимо от характера измене-

ния давления в полости A за время одного рабочего цикла (t_u), можно представить в такой последовательности: а) исходное положение подвижных частей, соответствующее началу цикла ($t = 0$); б) промежуточное положение подвижных частей при изменении давления $p(t)$ в полости A рабочего цилиндра от p_H до p_{max} , где $p_H = p(t_H)$ — давление, соответствующее началу движения подвижных частей;

p_{max} — максимальное значение давления ($t < t_H$); в) максимальное относительное смещение стола и станины ($t = t_{c.в}$); г) крайнее верхнее положение подвижной траверсы ($t = t_{т.в}$); д) крайнее нижнее положение стола ($t = t_{c.н}$); е) положение подвижных частей, соответствующее окончанию рабочего цикла ($t = t_u$).

За начало отсчета относительно положения подвижных частей ИВПМ принята горизонталь N , определяющая исходное положение станины (рис. 14, а) в виде координаты по вертикали: $x_1(0) = 0$. При этом положение стола, на котором жестко закреплен обрабатываемый объект, характеризуется координатой $x_2(0) = 0$, а положение подвижной траверсы — координатой $x_3(0) = 0$. Деформация

Рис. 13. Изменение давления в полости рабочего гидроцилиндра:

а — импульсный характер изменения давления; б — пилообразный.

заготовки под действием подвижной траверсы в исходном положении не учитывается. Относительное перемещение подвижных частей ИВПМ (рис. 14, б) начнется при достижении в полости рабочего цилиндра давления p_H , необходимого для преодоления сил, действующих на систему, а податливость последней определяет время запаздывания начала движения

$$t_H = \frac{A}{Q_0} \int_0^{p_H} dp, \quad (76)$$

где A — коэффициент упругости системы, значение которого при коротких и жестких трубопроводах находится по довольно простому соотношению $A = Fh/E_{ж}$; h — приведенная высота столба жидкости в рабочем цилиндре в исходном положении; $E_{ж}$ — модуль упругости жидко-

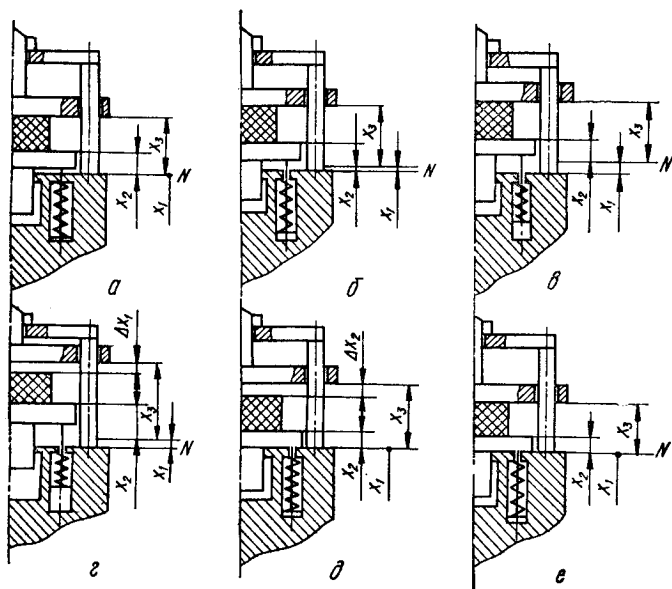


Рис. 14. Схема взаимодействия подвижных частей ИВПМ: $a - 0 < t < t_H$; $б - t > t_H$; $в - t = t_{с. в}$; $г - t = t_{с. в}$; $д - t = t_{с. и}$; $е - t = t_{и}$.

сти; F — площадь плунжера; Q_0 — подача насоса привода с учетом возможных утечек рабочей жидкости ($Q = Q_H - Q_{ут} = \text{const}$).

При $t > t_H$ в момент хода стола вверх начинается процесс прессования заготовки, интенсивность которого определяется разностью ускорений стола и подвижной траверсы. Относительное перемещение стола и станины заканчивается при $p(t) = p_{\text{max}}$. Величина p_{max} устанавливается по давлению срабатывания (p_1) клапана-пульсатора при подключении последнего на выходе из полости A рабочего цилиндра. Когда клапан-пульсатор расположен на входе,

величина p_{\max} зависит от давления зарядки гидроаккумулятора и от параметров системы, определяющих потери напора по линии «гидроаккумулятор — клапан-пульсатор — полость А — слив».

При достижении в системе давления p_{\max} стол и станина занимают свои крайние положения относительно начала движения, определяемые расчетным деформированием элементов упругого возврата стола и станины или с помощью кинематического ограничителя хода. Подвижная траверса со сменной инерционной массой, в зависимости от собственных параметров, а также от усилия дополнительного статического прижима и характеристик прессуемого материала, может занимать такое положение в момент $t = t_{т.в} \geq t_{с.в}$ (рис. 14, в, з), при котором образуется зазор Δx_1 между траверсой и заготовкой. В этом случае снимаются нагрузки с прессуемого материала и обеспечивается возможность перемещения частиц заготовки в горизонтальной плоскости. Такое положение подвижных частей ИВПМ определяет величину накопленной энергии, расходуемой (за исключением потерь) на деформирование прессуемой заготовки при обратном ходе траверсы со сменной инерционной массой, стола и станины.

При падении давления в полости рабочего цилиндра от p_{\max} до $p_{\min} \approx 0$ начинается обратный ход подвижных частей ИВПМ. Встречное движение стола и станины определяется накопленной энергией элементов упругого возврата A_y и аналогично по характеру встречному движению у машин ударного действия, типа молотов [18; 26]. Если считать, что накопленная энергия A_y полностью переходит в кинематическую при встречном разгоне стола и станины, то

$$A_y = 0,5 (m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2), \quad (77)$$

где v_1 , v_2 — соответственно скорости движения станины (m_1) и стола (m_2) к моменту их соударения.

Во многих технологических процессах вибропрессования порошковых материалов определяющим фактором являются ускорения, сообщаемые обрабатываемому материалу в момент соударения стола и станины, когда происходит их торможение, сопровождающееся изменением скоростей от v_1 и v_2 до нуля. Поскольку $m_1 v_1 = m_2 v_2$ и $m_1/m_2 = k$, то для определения скорости стола v_2 , на котором

размещен обрабатываемый объект, можно воспользоваться преобразованной зависимостью (77):

$$v_2 = \sqrt{\frac{2A_y}{m_2(k^{-1} + 1)}},$$

однозначно определяющей значение кинетической энергии стола с заготовкой:

$$A_2 = 0,5m_2v_2^2 = A_y(k^{-1} + 1)^{-1}. \quad (78)$$

От характера соударения подвижных частей (свойств их материала, наличия упругих прокладок и т. д.) зависит расчетный путь торможения h_T , по которому легко ориентировочно определить наибольшее ускорение a_2 стола с обрабатываемой заготовкой, а значит, и ее частиц, из выражения

$$A_2 = A_y(k^{-1} + 1)^{-1} = m_2a_2h_T. \quad (79)$$

Регулируя величину h_T , можно подобрать расчетное ускорение a_2 для частиц обрабатываемого материала. Анализ выражений (78), (79) также показывает, что для проектируемой машины важное значение имеет выбор соотношения k масс стола и станины, определяющего полезную часть накопленной энергии A_y , используемой на сообщении частицам прессуемого материала расчетного ускорения a_2 , и необходимую степень виброизоляции.

Перемещение подвижной траверсы со сменной инерционной массой вниз из крайнего верхнего положения может происходить с некоторым запаздыванием по отношению к движению стола, что определяется параметрами самой конструкции, упругостью системы дополнительного статического прижима траверсы и временем срабатывания клапана-пульсатора. В крайнем верхнем положении подвижная траверса имеет определенный запас накопленной потенциальной энергии, расходуемой в дальнейшем на деформирование заготовки. Между подвижной траверсой и обрабатываемым объектом при обратном ходе подвижных частей ИВПМ, в момент $t = t_{c.н}$, когда стол и станина занимают свое исходное положение, может возникнуть зазор Δx_2 (рис. 14, д). Относительное положение стола и траверсы характеризуется координатами $x_2(t_{c.н})$ и $x_3(t_{c.н})$. Сопоставление этого положения с исходным показывает, что $x_2(0) = x_2(t_{c.н})$, а $x_3(0) < x_3(t_{c.н})$.

Заключительный этап рабочего цикла наступает при взаимодействии подвижной траверсы с обрабатываемой

заготовкой, что определяет степень ее деформирования $\Delta_{\text{деф}}$ за время $t = t_{\text{ц}}$. Величину $\Delta_{\text{деф}}$ можно определить как разность координат исходного и конечного положений подвижной траверсы: $\Delta_{\text{деф}} = x_3(0) - x_3(t)$ (рис. 14, e).

Особенности процесса вибропрессования, сопровождающегося образованием зазора Δx_1 (рис. 14, z) между заготовкой и траверсой, а также молотовым взаимодействием стола со станиной и подвижной траверсы со столом (за-

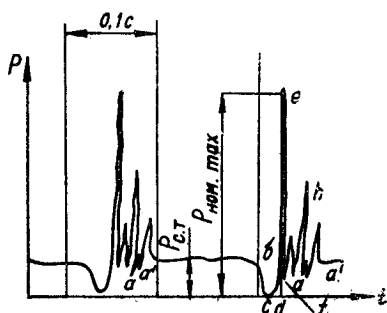


Рис. 15. Осциллограмма изменения усилия на заготовке.

готовкой), отражены на осциллограмме изменения усилия на заготовке за один рабочий ход (рис. 15). Запись проводилась в процессе вибропрессования цилиндрических заготовок с диаметром 12 мм и высотой 24 мм из самосвязанного карбида кремния на ИВПМ-5 при усилии 50Н без дополнительного прижима подвижной траверсы. Горизонтальный участок $a'b$ кривой осциллограммы описывает

нагружение заготовки под действием силы тяжести $P_{\text{с.т}}$ подвижной траверсы при ходе вверх со средней скоростью $v_{\text{ср}} = Q_{\text{н}} / F$ (отклонение действительного значения скорости движения стола $v_{\text{д}}$ от $v_{\text{ср}}$ невелико). При перемещении стола с заготовкой и подвижной траверсой в крайнее верхнее положение, определяемое сжатием элементов упругого возврата до контакта между витками пружин, происходит отрыв подвижной траверсы от заготовки и разгрузка последней, что характеризуется участком bc кривой. Движение траверсы вверх можно рассматривать как равнозамедленное, с начальной скоростью $v_{\text{ср}}$. В этом случае время хода траверсы вверх от положения $x_3 = x_{2\text{в}}$ и ее перемещение относительно заготовки (зазор Δx_1) ориентировочно можно определить по зависимости

$$\Delta x_1 = v_{\text{ср}} t - \frac{gt^2}{2}, \quad (80)$$

$$\text{где } t = \frac{v_{\text{ср}} + \sqrt{v_{\text{ср}}^2 - 2\Delta x_1 g}}{g}.$$

Участок кривой cd соответствует полной разгрузке заготовки, когда стол движется вниз и между заготовкой и подвижной траверсой существует зазор Δx_2 . В момент соударения стола и станины происходит резкое увеличение усилия на заготовке (участок de), а при их отскоке — разгрузка (участок ef). Пик усилия на заготовке в точке h соответствует удару при возврате в исходное положение подвижной траверсы. Участок $a'a$ характеризует неустановившийся процесс разгона стола с заготовкой и подвижной траверсы до начала движения со скоростью $v_{ср}$.

Зависимости (76)—(80), характеризующие взаимодействие подвижных частей ИВПМ за время одного рабочего цикла, используются при предварительных расчетах параметров привода, а также при определении соотношения масс и разработке технологического процесса, однако не дают возможности оценить продолжительность каждого этапа, относительные перемещения и — самое главное — величину и характер изменения рабочего усилия на обрабатываемом объекте. В связи с этим, для создания единой методики проектирования и разработки рекомендаций по наиболее эффективному использованию ИВПМ для различных технологических режимов прессования, было проведено теоретическое исследование процессов динамики этих машин, что позволило получить требуемые расчетные зависимости в общем виде и определить допустимые границы параметров элементов конструкции.

В зависимости от соотношения параметров самой машины и параметров периодического возмущающего воздействия в системе могут наблюдаться два основных режима работы — колебательный и виброударный. Условие создания этих режимов иллюстрируется графиком основной упругой характеристики системы (рис. 16), имеющим асимптоты 0 и $x_{с.в}$, определяемые линией отсчета начала движения стола (при условно неподвижной станине) и максимальным перемещением его до контакта между витками пружин упругого возврата или до упора. Кинематиче-

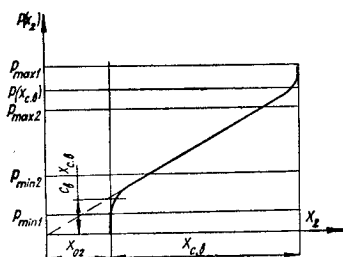


Рис. 16. Упругая характеристика системы.

ское ограничение движения стола в верхнем положении возможно при условии $\rho_{\max} F = P(t) > P(x_{c.в.})$, а возврат стола с ударом о станину — при $\rho_{\min} F = P(t)_{\min} < c_{\text{в}} x_{02}$, где x_{02} — деформация пружин при предварительном натяге, а $c_{\text{в}}$ — их суммарная жесткость. Такое соотношение параметров определяет виброударный режим. Если возмущающее воздействие $P(t)_{\max 2} < P(x_{c.в.})$, а $P(t)_{\min} > c_{\text{в}} x_{02}$, то движение будет совершаться без ударов и данный режим можно отнести к колебательному.

На характер режима работы ИВПМ оказывает влияние также усилие N дополнительного статического прижима подвижной траверсы к заготовке. Когда стол с заготовкой находится в крайнем верхнем положении, определяемом соотношением величин $P(t)_{\max}$ и $P(x_{c.в.})$, должно выполняться условие прижима траверсы к заготовке: $m_3[\ddot{x}_3(t_{c.в.}) - g] < N$. Следовательно, теоретический анализ динамики ИВПМ необходимо проводить для

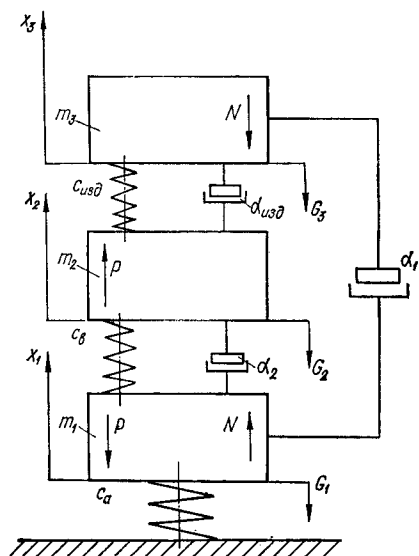


Рис. 17. Расчетная схема ИВПМ.

двух режимов работы — колебательного и виброударного. Колебательный режим работы ИВПМ более распространен, так как при нем можно осуществлять высокие частоты нагружения и регулировать параметры машины (амплитуду и частоту) в широких пределах. Виброударный режим более энергоемкий и используется при низких частотах возмущающего периодического воздействия для получения значительных ударных усилий на заготовке. Каждый из указанных режимов выбирается в соответствии с заданным технологическим процессом.

На рис. 17 изображена расчетная схема ИВПМ для колебательного режима, которую с достаточной степенью точности можно представить в виде трехмассовой системы,

где m_1 — масса станины; m_2 — масса плунжера и стола с закрепленным на нем обрабатываемым объектом; m_3 — масса подвижной траверсы со сменной инерционной массой; x_i , \dot{x}_i , \ddot{x}_i — текущие координаты перемещения соответствующих масс и их производные за время t . Масса m_1 расположена на амортизаторах, суммарная жесткость которых равна c_a ; масса m_2 связана с массой m_1 посредством элементов упругого возврата, имеющих суммарную жесткость c_b . Силовое взаимодействие между массами m_3 и m_2 обусловлено свойствами прессуемого материала и выражается в некотором приближении, линеаризованной зависимостью

$$\Phi = c_{\text{изд}}(x_2 - x_3) + \alpha_{\text{изд}}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3), \quad (81)$$

где $c_{\text{изд}}$ — приведенная жесткость материала изделия; $\alpha_{\text{изд}}$ — приведенный суммарный коэффициент вязкого трения между частицами материала (значения $c_{\text{изд}}$ и $\alpha_{\text{изд}}$ определяются для каждого материала экспериментально).

Усилие N дополнительного статического прижима, вследствие конструктивных особенностей ИВПМ, передается заготовке посредством подвижной траверсы (масса m_3) от штока индивидуального гидроцилиндра, жестко закрепленного на архитраве станины (масса m_1). Колебания расчетного давления прижима в полости этого гидроцилиндра, вызванные перемещениями подвижной траверсы в процессе вибропрессования и упругостью системы, незначительны, что позволяет при исследовании рассматривать усилие N как постоянную величину. Под давлением в полости рабочего цилиндра ($p_{\text{ц}}$), действующим на площадь нижнего торца плунжера (F), создается возмущающее усилие $P = p_{\text{ц}}F$.

В зависимости от способа подключения клапана-пульсатора в схеме гидропривода характерные кривые (см. рис. 13) изменения давления в полости рабочего цилиндра неодинаковы. Например, для гидропривода, рассматриваемого на рис. 13, *а*, давление p_1 в момент открытия клапана-пульсатора и разрядки гидроаккумулятора будет равно

$$p_{\text{ц}} = p_a \left[1 - \frac{\Phi(x_1 - x_2)}{x_0} + \frac{Q_{\text{п}} t}{F_0 x_0} \right], \quad (82)$$

где $\Phi(x_1 - x_2)$ — функция, определяющая изменение давления в полости рабочего цилиндра при разрядке гидроакку-

мулятора; x_0, F_0 — параметры одноходового гидроаккумулятора (для пружинного гидроаккумулятора x_0 — максимальное перемещение плунжера с площадью поперечного сечения F_0); Q_n — подача насоса привода ($Q_n = \text{const}$); p_a — максимальное давление зарядки гидроаккумулятора; Δp — функция, определяющая изменение потерь давления жидкости на кромках клапана-пульсатора, потерь на дросселирование, на упругое сжатие и т. д.

Для гидропривода, рассматриваемого на рис. 13, б, процесс истечения жидкости из полости рабочего цилиндра на слив при открытии клапана-пульсатора можно описать зависимостью [12]

$$p_{ц} = \frac{[Q_n + F(x_1 - x_2)]^2}{k^2 F_{кл}^2}, \quad (83)$$

где k — коэффициент расхода жидкости; $F_{кл}$ — площадь проходного сечения клапана-пульсатора, изменяющаяся в процессе его открытия.

Влияние рабочих процессов, происходящих в гидросистеме, на параметры движения масс m_1, m_2, m_3 (рис. 17) зависит от давления жидкости, сил конструкционного демпфирования и соотношения массы подвижных частей (m_n) и массы жидкости ($m_{ж}$) в полости рабочего цилиндра. Это влияние ощутимо при небольшом числе, выражающем соотношение масс ($m_n / m_{ж} = 1 - 2$) и давления в системе 20—32 МПа [18]. В исследуемом случае соотношение $m_n / m_{ж} \gg 10$, так как значения относительного хода плунжера, стола и станины ($x_1 - x_2$), определяющего объем жидкости в полости рабочего цилиндра, невелики. Поэтому влияние процессов в гидросистеме на параметры движения масс m_1, m_2, m_3 незначительно. Срабатывание клапана-пульсатора, независимо от его конструкции [12; 26], для расчета машин рассматриваемого типа можно считать релейным, поскольку полное его открытие происходит за время $t_{кл}$, на порядок меньшее, чем продолжительность любого из этапов полного рабочего цикла. Следовательно, при анализе динамики ИВПМ можно не рассматривать уравнений движения приведенной массы жидкости и массы клапана, а ограничиться лишь математической моделью, представленной в виде системы трех дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -c_a(x_{01} + x_1) - c_b(x_{02} + x_1 - x_2) - \\ - \alpha_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \alpha_{13}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + P - G_1 - N; \\ m_2 \ddot{x}_2 = c_b(x_{02} - x_1) - c_{изд}(x_2 - x_3) - \\ - \alpha_{21}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \alpha_{изд}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + P - G_2; \\ m_3 \ddot{x}_3 = c_{изд}(x_3 - x_2) - \alpha_{изд}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - N - G_3. \end{cases} \quad (84)$$

В данной математической модели учитываются, кроме указанных факторов, силы тяжести подвижных частей ($\pm G_i$) и сопротивлений ($\sum R_i$), представляющих собой, главным образом, сопротивления вязкому трению $R_{ij} = \alpha_{ij}(\dot{x}_i - \dot{x}_j)$ в подвижных соединениях (α_{ij} — коэффициент вязкого трения между i -м и j -м элементами).

Учитывая, что возмущающее усилие описывается сложной нелинейной зависимостью $P = p_{ц}(x, \dot{x}, \dot{x}^2, t)F$, введение которой в выражение (84) значительно усложнит его анализ, целесообразно воспользоваться линеаризованными зависимостями выражений (82), (83) и упрощениями [12; 26] для отдельных участков кривых изменения давления $p_{ц}$ (см. рис. 13).

Дальнейший анализ системы (84) производится последовательно для отдельных отрезков времени, соответствующих линеаризованным участкам зависимости $p_{ц}$. Таким образом, нелинейная в общем виде система (84) после принятых допущений и ряда подстановок преобразуется в линейную:

$$\ddot{x}_i + \delta'_{i1}\dot{x}_1 + \delta'_{i2}\dot{x}_2 + \delta'_{i3}\dot{x}_3 + \delta^0_{i1}x_1 + \delta^0_{i2}x_2 + \delta^0_{i3}x_3 = A_it + B_i, \quad (85)$$

где $i = 1, 2, 3$; $\delta'_i, \delta^0_i, A_i$ — постоянные коэффициенты при x_i, \dot{x}_i, t , полученные в результате приведения подобных членов; B_i — свободный член.

Для решения системы (85) используется операционный метод [12; 13], основанный на преобразованиях Лапласа:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_i &\doteq p^2 X_i - p\alpha_{i0} - \alpha_{i0}; & \dot{x}_i &\doteq p X_i - \alpha_{i0}; \\ x_i &\doteq X_i = X(p); & A_it + B_i &\doteq A_i/p^2 + B_i/p. \end{aligned}$$

В этом случае выражение (85) запишется как

$$\begin{aligned} p^2 X_i + p^2 (p\delta'_{i1} + \delta^0_{i1}) X_1 + p^2 (p\delta'_{i2} + \delta^0_{i2}) X_2 + p^2 (\delta'_{i3} + \\ + \delta^0_{i3}) X_3 = A_i + B_i p + p^2 (p\alpha_{i0} + \alpha'_{i0} + \delta'_{i1}\alpha_{10} + \\ + \delta'_{i2}\alpha_{20} + \delta'_{i3}\alpha_{30}), \end{aligned} \quad (86)$$

где $i = 1, 2, 3$.

Определитель системы операторных уравнений (86) вычисляется известными методами и после приведения подобных членов при соответствующих степенях p^j принимает вид

$$\Delta = p^6(p^6 + a_5p^5 + a_4p^4 + a_3p^3 + a_2p^2 + a_1p^1 + a_0) = A(p) = p^6B(p), \quad (87)$$

а изображения искомых функций $x_i(t)$ находятся по правилу Крамера: $X_i = \frac{\Delta X_i}{\Delta}$, где $\Delta X_i = A_i(p)$ — определитель, полученный из определителя Δ путем замены вертикальных строк определителя X_i соответствующими свободными членами.

Найденное изображение $X = \frac{A_i(p)}{A(p)}$ является рациональной функцией, причем степень многочлена $A_i(p)$ меньше степени многочлена $A(p)$ и ее можно представить в виде суммы элементарных дробей.

В связи с тем, что все коэффициенты многочленов $A_i(p)$ и $A(p)$ действительные числа, а комплексные корни a_k многочлена $A(p) = 0$ попарно сопряжены, сумма элементарных дробей

$$\frac{A_i(p)}{A(p)} \doteq x_i(t) = \sum \frac{A_i(a_k)}{A'(a_k)} e^{a_k t} + 2 \operatorname{Re} \sum \frac{A_i(a_k)}{A'(a_k)} e^{a_k t}, \quad (88)$$

где первая сумма распространена на все действительные корни a_k , а вторая — на все комплексные. Таким образом, окончательная форма выражения $x_i(t)$ полностью зависит от вида корней многочлена $A(p)$: от знака действительной и мнимой частей комплексных корней, наличия нулевых корней, величины и знака действительных корней.

Анализ системы, описывающей динамику ИВПМ, основанный на определении корней многочлена $A(p)$, сложен и требует численного решения, поэтому его целесообразно использовать (применив, например, метод Лобачевского для отыскания корней многочлена шестой степени) при исследовании параметров конкретных машин и изучении возможностей их технологического применения. Для получения полного представления о характере взаимодействия неподвижных частей ИВПМ за время рабочего цикла t_d исходная система уравнений (84) рассматривается последовательно для всех его этапов. Однако громоздкость и слож-

ность этих вычислений можно уменьшить, если заданный характер изменения давления представлен в виде

$$p_{\text{ц}} = \begin{cases} kt, & 0 < t \leq \tau; \\ k\tau - \gamma t, & \tau < t \leq t_{\text{имп}}; \\ u, & t_{\text{имп}} < t \leq t_{\text{ц}} \end{cases} \quad (89)$$

или

$$p_{\text{ц}} = \begin{cases} k_1 t, & 0 < t \leq t_{\text{х. в}}; \\ k_1 t_{\text{х. в}} - \gamma_1 t, & t_{\text{х. в}} < t \leq t_{\text{ц}} \end{cases}$$

соответственно для привода с гидроаккумулятором (см. рис. 13, а) и без гидроаккумулятора (см. рис. 13, б). Значения параметров k , γ , u , k_1 , γ_1 определяют направления линейных участков кривых изменения давления в полости рабочего гидроцилиндра.

После разложения функции $p_{\text{ц}}(t)$ в ряд Фурье и последующего ее преобразования по Лапласу можно получить искомые выражения $x_i(t)$ в общем виде для произвольного интервала $(0; t)$ непосредственно при решении исходной системы (84) в условиях заданного характера изменения давления, найденного, например, с помощью осциллографирования.

При проектировании ИВПМ, что в общем случае является задачей синтеза динамической системы, устанавливаются границы зоны устойчивости (по соотношению параметров машины), определяемые на основании критерия устойчивости Рауса, имеющего алгоритмический характер, что позволяет использовать цифровые вычислительные машины. Методика составления таблиц Рауса известна [13] и поэтому в данной работе не приводится. Для устойчивости проектируемой динамической системы необходимо и достаточно, чтобы коэффициенты первого столбца табл. 3 были положительны, т. е. чтобы $c_{11} > 0$; $c_{12} > 0$; ...; $c_{17} > 0$. Наличие среди коэффициентов первого столбца таблицы отрицательных величин свидетельствует о неустойчивости системы. Табл. 3 составлена для характеристического уравнения $B(p) = 0$, и в ней не учитывается наличие корней $a_k = 0$, которые определяют границу a_k периодической устойчивости системы.

Расчетная схема для теоретического исследования динамики ИВПМ с учетом виброударного режима прессования представлена в виде двухмассовой системы (рис. 18), состоящей из приведенной массы стола с заготовкой (m_2)

3. Матрица коэффициентов устойчивости

	$c_{11} = a_6 = 1$	$c_{21} = a_4$	$c_{31} = a_2$	$c_{41} = a_0$
	$c_{12} = a_5$	$c_{22} = a_5$	$c_{32} = a_1$	$c_{42} = 0$
$r_3 = \frac{c_{11}}{c_{12}} = \frac{1}{a_5}$	$c_{13} = c_{21} - r_3 c_{32} = a_4 - \frac{a_3}{a_5}$	$c_{23} = c_{31} - r_3 c_{32} = a_2 - \frac{r_3 c_{32}}{a_1/a_3}$	$c_{33} = c_{41} - r_3 c_{42} = a_0$	$c_{43} = 0$
$r_4 = \frac{c_{12}}{c_{13}} = \frac{a_5^2}{a_4 a_5 a_3}$	$c_{14} = c_{22} - r_4 c_{23} = a_3 - \frac{a_5 (a_2 a_5 - a_1)}{a_4 a_5 - a_8}$	$c_{24} = c_{32} - \frac{r_4 c_{33}}{a_6 a_3} = a_1 - \frac{a_4 a_5 - a_3}{a_4 a_5 - a_3}$	$c_{34} = 0$	$c_{44} = 0$
$r_6 = \frac{c_{13}}{c_{14}} = a_4 - \frac{a_3}{a_5}$	$c_{15} = c_{23} - r_5 c_{24} = \frac{a_2 a_5 - a_1}{a_5}$	$c_{25} = c_{33} - r_5 c_{34} = a_0$	$c_{35} = 0$	$c_{45} = 0$
$r_6 = \frac{c_{14}}{c_{15}} = \frac{a_3 - \frac{a_5 (a_2 a_5 - a_1)}{a_4 a_5 - a_8}}{a_4 a_5 - a_8}$	$c_{16} = c_{24} - r_6 c_{25}$	$c_{26} = 0$	$c_{36} = 0$	$c_{46} = 0$
$r_7 = \frac{c_{15}}{c_{16}}$	$c_{17} = c_{25} - r_5 c_{26} = a_0$	$c_{27} = 0$	$c_{37} = 0$	$c_{47} = 0$

и массы подвижной траверсы (m_3). Масса станины 2 (m_1) на порядок больше массы остальных подвижных элементов машины и имеет весьма незначительное, по отношению к ходу стола и траверсы, перемещение, что позволяет упростить расчетную схему и пренебречь влиянием станины на характер перемещения стола и траверсы.

Рассматриваемая виброударная система является нелинейной, однако на интервалах между соударениями движения масс могут быть описаны линеаризованными уравнениями по аналогии с выражениями (84). Сопоставляя их решения для отдельных интервалов с учетом конечных изменений в системе при соударении подвижных частей, можно получить общую картину виброударного процесса. В известных методах анализа подобных систем [17; 21] допускается, что времена соударений исчезающе малы по сравнению с периодом движения системы, а эффект соударений оценивается коэффициентом восстановления скорости при ударе ($R = v^*/v$), где v и v^* — соответственно скорости тела до и после удара.

Экспериментальные исследования ИВПМ в виброударном режиме показали, что в реальных условиях удары об ограничитель вызывают восстановление скорости, определяемое коэффициентом $0 < R < 0,3 \dots 0,5$. Это обуславливает затухание виброударных колебаний в крайнем верхнем положении стола за время, соизмеримое со временем открытия клапана-пульсатора на слив. То же происходит в крайнем нижнем положении стола — в этом случае время затухания виброударных колебаний соизмеримо со временем закрытия клапана-пульсатора. Поэтому выбор граничных условий при сопоставлении решений уравнений движения стола и траверсы должен быть обоснован путем сравнения продолжительности процесса затухания виброударных колебаний системы и переключения клапана-пульсатора. Обычно при анализе динамики виброударного процесса ИВПМ можно для каждого интервала движе-

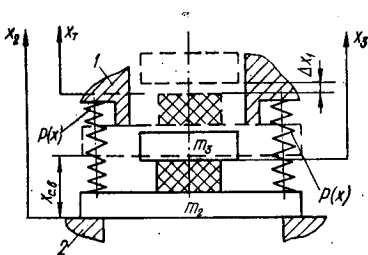


Рис. 18. Расчетная схема виброударного нагружения:
1 — упор; 2 — станина.

ния при изменении направления рассматривать граничные условия типа $\dot{x}_i^* = 0$.

Движение стола с заготовкой n подвижной траверсы на первом интервале от неподвижной станины до упора l (рис. 18) описывается системой двух линейных дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 = P - G_2 - c_B (x_2 - x_{02}) + \alpha_2 \dot{x}_2 - \\ - c_{\text{изд}} (x_2 - x_3) - \alpha_{\text{изд}} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3); \\ m_3 \ddot{x}_3 = c_{\text{изд}} (x_3 - x_2) - \alpha_{\text{изд}} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - \\ - G_3 + \alpha_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2), \end{cases} \quad (90)$$

где обозначения приняты по аналогии со схемой на рис. 17.

В связи с тем, что при установившемся процессе виброударного нагружения в момент хода вверх заготовка практически не деформируется, т. е. $x_2 \approx x_3 \approx x$, выражение (90) можно привести к виду

$$(m_2 + m_3) \ddot{x} = P - G_2 - G_3 + c_B (-x_{02} + x_2) - \alpha \dot{x}, \quad (91)$$

при условии отсутствия разрывов между массами m_2 и m_3 , наличие которых определяется текущим значением \ddot{x} .

Самостоятельное движение траверсы вверх (после достижения столом ограничителя) соответствует движению тела, брошенного вверх с какой-то начальной скоростью \dot{x} , определенной из зависимости (91) в точке $x = x_{c.в}$ при $t = t_{c.в}$. Дифференциальное уравнение движения траверсы

$$m_3 \dot{x}_T = G_3 t + m_3 \dot{x}(t_{c.в}), \quad (92)$$

где x_T — текущая координата перемещения траверсы ($x_T \geq x_{c.в}$).

Из выражения (92) определяется время t_T перемещения траверсы в крайнее верхнее положение и величина зазора $\Delta x_1 = x_{\text{max}}$. Таким образом, полное перемещение траверсы вверх $x_{T.в} = x_{c.в} + \Delta x_1$ происходит за время $t_{T.в} = t_{c.в} + t_T$.

Движение стола с заготовкой вниз начинается в момент времени $t = t_{a.в} + t_{кл}$ и описывается зависимостью

$$m_2 \ddot{x}_2 = c_B (x_{02} + x_{c.в} - x_2) + G_2 - P - \alpha_1 \dot{x}_2. \quad (93)$$

Конечные изменения в системе при достижении столом ограничителя могут в выражении (93) не учитываться, т. е. достаточно рассмотреть движение стола вниз с начальной скоростью.

Во время возврата стола в исходное положение также наблюдается виброударный затухающий процесс при контакте стола со станиной, на который может наложиться процесс молотового взаимодействия подвижной траверсы с заготовкой. Сопоставляя время перемещения вниз стола ($t_{с. вн}$) и траверсы ($t_{т. вн}$), определяемое из зависимости $m_3 x_3 = G_3$ с учетом конечных изменений в системе при соударении подвижных частей можно исследовать динамику затухающего виброударного процесса. Однако включение анализа этого процесса в задачу разработки мето-

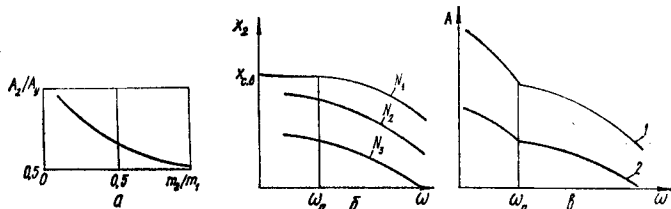


Рис. 19. Графики, характеризующие работу ИВПМ:

a — зависимость соотношения энергий (используемой A_2 и накопленной элементами упругого возврата A_y) от соотношения масс стола m_2 и станины m_1 ; b — зависимость перемещения стола (x_2) от частоты ω приложения внешней нагрузки при различных значениях усилий статического прижима $N_1 > N_2 > N_3$ ($x_{в. в}$ — максимальное смещение стола вверх; $\omega_{п}$ — частота перехода ударного нагружения в вибрационное); c — зависимость изменения энергий стола (кривая 1) и траверсы (кривая 2) от частоты ω .

дики проектного расчета ИВПМ нецелесообразно, так как достаточно определить конечные изменения в системе, вызывающие максимальные перемещения, скорости и ускорения, а также использовать выражения (90)—(93), решение которых в общем виде не вызывает затруднений. Закономерность подобного допущения подтверждается осциллограммой на рис. 15. Для получения расчетного максимального рабочего усилия на заготовке в системе должна накопиться определенная энергия (в элементах упругого возврата в крайнем верхнем положении стола, перемещение которого происходит за время затухания виброударного процесса в системе). При переходе на менее энергоемкие рабочие циклы нагружения заготовки (линия $P(t)_{\max}$ на рис. 16) с увеличением частоты периодического внешнего воздействия $P(t)$ виброударные нагрузки в системе практически отсутствуют и ИВПМ переходит в колебательный вибрационный режим.

Типовые графики, построенные по приведенным выше аналитическим зависимостям для различных режимов нагружения и используемые при проектировании ИВПМ, показаны на рис. 19. В результате проведенных исследований разработана единая научно обоснованная методика проектного расчета ряда ИВПМ с усилием 15; 50; 100; 160; 200; 320 и 1000 кН, допускающая широкое использование цифровых вычислительных машин.

3. МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ

Основные положения методики проектного расчета ВМ и ВУМ с гидроприводом типа ИВПМ* рассматриваются с помощью упрощенной расчетной схемы машины (рис. 20). В расточке станины 1 (масса $m_{ст}$) расположен плунжер 2, жестко связанный с исполнительным рабочим звеном — вибростолом 6 (масса m_1). Между станиной 1 и вибростолом

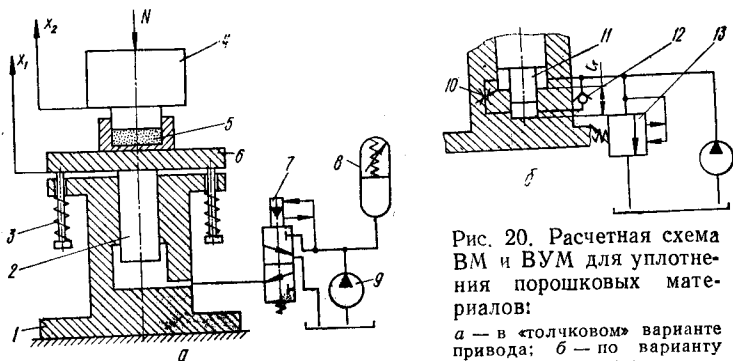


Рис. 20. Расчетная схема ВМ и ВУМ для уплотнения порошковых материалов:

a — в «толчковом» варианте привода; *б* — по варианту «упругого возврата».

6 осуществляется упругая связь посредством пружины 3 (суммарная жесткость пружин возврата c_B). Матрица пресс-формы жестко закреплена на вибростоле 6 и заполнена порошковым материалом — заготовкой 5 (масса m_3), нагруженной пуансоном с инерционной массой 4 (масса m_2) и усилием статического прижима N . Полость рабочего гидроцилиндра, выполненного в расточке станины 1, соединена трехходовым клапаном-пульсатором 7 (рис. 20, *a*)

* Методика разработана совместно с Обертюхом А. С.

с регулируемым гидроаккумулятором 8, а подача энергосистемы осуществляется насосом 9 постоянной производительности. В расчетную схему машин, использующих энергию обратного хода, вводится тормозное устройство (рис. 20, б). В этом случае полость рабочего гидроцилиндра соединяется непосредственно с насосом 9 и через двухходовой клапан-пульсатор 13 — со сливом. Плунжер 2 снабжается тормозным выступом 11, который образует вместе с нижним торцом гидроцилиндра тормозную камеру, соединяемую с рабочей полостью обратным клапаном 12 и регулируемым дросселем 10. Такое тормозное устройство применяется и в машинах, работающих в режиме разрядки одноходового гидроаккумулятора 8 при ходе плунжера 2 вверх — так называемом «толчковом» режиме.

Математическую модель машины по расчетной схеме рис. 20 можно представить двухмассовой колебательной системой при условии соотношения масс $m_{ст} \gg m_1 + m_2$, т. е. перемещением массы $m_{ст}$ пренебречь (см. § 4). Для проектного расчета машины, основанного на такой модели, предварительно исключаются из рассмотрения силовые факторы, влияние которых на динамику процесса незначительно. К этим факторам следует отнести силы вязкого трения ($\alpha \dot{x}^2$), определяемые потерями давления (Δp) в магистральных гидросистемах. Допустимые величины этих потерь оговариваются при проектировании (не более 10% от максимального давления p_{max} в гидросистеме). Можно также не учитывать силы сопротивления $\Phi(x_1, x_2, \dot{x}_1, \dot{x}_2)$ [см. формулу (8)] деформированию заготовки 5 при работе машины в период конечного уплотнения. Для проектного расчета можно не учитывать влияние на динамику процесса работы машины характер срабатывания аппаратуры управления (клапанов-пульсаторов 7 и 13), так как время открытия этих клапанов обычно на порядок (и более) меньше времени хода исполнительного звена — плунжера 2 — при разрядке гидроаккумулятора 8 или при соединении полости гидроцилиндра со сливом. Такой характер срабатывания аппаратуры управления подтвержден экспериментально [12; 26], что позволяет считать его релейным по отношению к остальным элементам цикла как при проектных расчетах машины, так и при теоретических исследованиях.

По аналогии с выражением (84) математическая модель машины, составленная по расчетной схеме для

«толчкового» режима работы (рис. 20, а), записывается в виде

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_B (x_1 + x_{0B}) + \alpha \dot{x}_1^2 + \Phi(x_i, \dot{x}_i) = \\ = c_A (x_{0A} - x_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha \dot{x}_2^2 + N = \Phi(x_i, \dot{x}_i), \end{cases} \quad (94)$$

где $\Phi(x_i, \dot{x}_i)$ — усилие на заготовке; $c_A = F_a k_n / (W_a \beta_{ж})$ — приведенная жесткость гидроаккумулятора 8 с учетом жесткости гидросистемы по линии «гидроаккумулятор — клапан-пульсатор — гидроцилиндр» (параметры гидроаккумулятора: F_a — площадь сечения; W_a — объем; $\beta_{ж}$ — коэффициент сжимаемости рабочей жидкости; k_n — коэффициент приведения, учитывающий соотношение рабочих площадей); N — осевое усилие на пуансоне 4 (обычно $N = \text{const}$); α — коэффициент сил вязкого трения; x_i — текущие координаты перемещения масс ($i = 1, 2$); x_{0B} — начальная деформация пружин 3; x_{0A} — условная начальная деформация рабочей жидкости в гидроаккумуляторе 8 ($x_{0A} = \frac{\Delta W}{F_a}$); ΔW — абсолютное уменьшение объема W_a при давлении в гидроаккумуляторе $p_a = p_{\text{max}}$; $\Delta W = p_a W_a \beta_{ж}$.

Для режима «упругого возврата» (рис. 20, б), когда отсутствует гидроаккумулятор 8, уравнение движения вибростола 6 вверх несколько отличается от «толчкового» варианта (94):

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_B (x_1 + x_{0B}) + \alpha \dot{x}_1^2 + \Phi(x_1, \dot{x}_1) = pF, \quad (95)$$

где p — текущее значение давления в полости гидроцилиндра, определяемое уравнением баланса расхода в гидросистеме,

$$Q_H = \beta_{ж} W_c \frac{dp}{dt} + F \dot{x}_1; \quad (96)$$

F — площадь поперечного сечения плунжера 2; W_c — объем гидросистемы привода.

Возврат вибростола 6 с заготовкой 5 и инерционной массой 4 при соединении полости гидроцилиндра со сливом для обоих вариантов привода описывается аналогично выражению (95) при условии изменения давления разгрузки $p_{\text{разгр}}$ в гидросистеме по следующему закону:

$$p_{\text{разгр}} = \frac{c_B (x_{1\text{max}} + x_{0B})}{F} - p_{0x}, \quad (97)$$

где $x_{i\max}$ — максимальный ход вибростола 6; p_{0x} — текущее значение давления в гидросистеме, определяемое уравнением баланса расхода жидкости через клапан-пульсатор на слив ($Q_{сл}$).

Уравнение баланса расходов при обратном ходе:

$$Q_{сл} = kF_{сл} \sqrt{p_{0x} - p_{сл}} = \beta_{ж} W_c \frac{dp_{0x}}{dt} + F\dot{x} + Q_n, \quad (98)$$

где k — коэффициент пропорциональности [26] (в системе СИ $k = 0,033$); $F_{сл}$ — площадь проходных сечений в магистралах слива; $p_{сл}$ — давление слива (обычно $p_{сл} \approx \approx 0$).

Определяющим технологическим фактором силового воздействия на заготовку для привода по схеме на рис. 20, б является движение массы m_1 в условиях торможения на пути x_T ($x_{T\max} = l_T$):

$$m_1 \ddot{x}_w = p_T F_T + \Delta p_{сл} (F - F_T) + c_v (x_{i\max} + x_{0в} - x_T) + \Phi \times \\ \times (x_i, \dot{x}_i) - N - \alpha \dot{x}_T^2, \quad (99)$$

где p_T — текущее значение давления в тормозной камере; F_T — рабочая площадь тормоза; $\Delta p_{сл}$ — давление перепада в сливной линии; $x_{i\max}$ — максимальное перемещение вибростола.

Использовать выражения (94)—(99) для проектного расчета сложно, поэтому на основе принятых ранее допущений исходные зависимости можно упростить следующим образом: при рассмотрении динамики процесса полного уплотнения заготовки $x_1 \approx x_2 = x$; значения сил вязкого трения $\alpha \dot{x}^2$ невелики, и исключение их из исходных аналитических зависимостей дает общую погрешность не более 5%; для проектных расчетов достаточно рассматривать движение приведенной массы подвижных элементов: $M = m_1 + m_2 + m_3$; текущие значения давлений p , p_{0x} , p_T заменяются их осредненными постоянными значениями $p_{ср}$, $p_{0хср}$, $p_{T.ср}$, а $\Delta p_{сл} \approx 0$.

При этих допущениях можно представить весь рабочий процесс машины тремя упрощенными дифференциальными уравнениями: для хода вверх в режиме «толчка»

$$M\ddot{x} = c_a (x_{0a} - x) - c_b (x + x_{0в}) - N; \quad (100)$$

для обратного хода в режимах «толчка» и «упругого возврата» (справедливо для хода вверх в режиме «упру-

гого возврата» с учетом изменения направления действующих сил)

$$M\ddot{x} = -p_{cp}F + c_b(x + x_{0a}) + N; \quad (101)$$

для режима торможения при обратном ходе

$$M\ddot{x}_T = -p_{T, cp}f_T + c_b(x_{max} + x_{0b} - x_T) + N. \quad (102)$$

Упрощенные выражения (100), (101) получены из соответствующих каждому рассмотренному этапу процесса движения систем двух дифференциальных уравнений типа (94) путем их сложения при $x_1 \approx x_2 = x$. Эти выражения используются непосредственно при проектировании ВМ и ВУМ с гидроимпульсным приводом. Параметрами ВМ и ВУМ, рассчитываемыми при проектировании, являются следующие: t — время движения вверх; \dot{x}_{max} — максимальная скорость и x_{0max} — расчетное перемещение вверх при разрядке одноходового гидроаккумулятора для вибростола δ ; Q_1 — расход жидкости из гидроаккумулятора при подаче импульса давления и Q_2 — расход жидкости из полости гидроцилиндра при обратном ходе; t_n — длительность импульса и t_b — время возврата вибростола; W_a — объем гидроаккумулятора, определяющий энергию импульса; d_y — диаметр условного прохода жидкости в клапане-пульсаторе; Q_n — требуемая подача насоса привода.

Решая упрощенное дифференциальное уравнение (100), можно найти параметры t , \dot{x}_{max} и x_{0max} . С этой целью в уравнении (100) производится замена переменных:

$$\frac{dx}{dt} = y \text{ и } \frac{d^2x}{dt^2} = y \frac{dy}{dx},$$

тогда решение уравнения (100) относительно y дает

$$\frac{dx}{dt} = \sqrt{\frac{2}{M} [(c_a x_{0a} - c_b x_{0b} - N)x - \frac{1}{2}(c_a - c_b)x^2]}, \quad (103)$$

а исследование выражения (103) на экстремум дает возможность определить \dot{x}_{max} .

Максимальное значение скорости вибростола (\dot{x}_{max}) соответствует периоду конца разгона при $\dot{x} = 0$. Из выражения (100) при $\ddot{x} = 0$ определяют расчетное значение x_0 , соответствующее \dot{x}_{max} :

$$x_0 = \frac{c_a x_{0a} - c_b x_{0b} - N}{c_a + c_b}. \quad (104)$$

После подстановки выражения (104) в уравнение (103), замены $c_a + c_b = c_c$ (c_c — суммарная жесткость системы) и $c_a x_{0a} - c_b x_{0b} - N = P$ (P — усилие подъема вибростола) получаем

$$\dot{x}_{\max} = P \sqrt{1/(Mc_c)}. \quad (105)$$

С учетом произведенных замен путем интегрирования уравнения (103) можно определить время движения вибростола вверх:

$$t = \sqrt{\frac{M}{c_c}} \left[\arcsin \left(\frac{xc_c}{2P} - 1 \right) + \frac{\pi}{2} \right]. \quad (106)$$

Требуемый объем гидроаккумулятора W_a и расчетное перемещение вибростола вверх $x_{0\max}$ при разрядке гидроаккумулятора определяются максимальной энергией импульса A_n , являющейся заданным параметром. Известны выражения, однозначно определяющие величину A_n : для чисто гидравлического аккумулятора, запасующего энергию за счет собственной сжимаемости жидкости,

$$A_n = 0,5 \Delta p^2 W_a \beta_{ж}, \quad (107)$$

где $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$ (p_{\max} , p_{\min} — максимальное и минимальное давления), а для гидроаккумулятора с разделителем сред

$$A_n = 0,5 (\Delta p W_{a.в} + \Delta p^2 W_{a.в} \beta_{ж}) = 0,5 \Delta p W_{a.в} (1 + \Delta p \beta_{ж}), \quad (108)$$

где $W_{a.в}$ — объем жидкости, вытесняемой из гидроаккумулятора.

Из выражений (107) и (108) следует, что гидроаккумулятор с разделителем сред запасает большую энергию. Применение таких гидроаккумуляторов целесообразно для ВМ и ВУМ со значительной энергией импульса (6—30 кДж).

Расчетное перемещение $x_{0\max}$ для приводов с гидроаккумуляторами в первом и втором случае определится соответственно выражениями

$$x_{0\max} = \Delta W / F; \quad x_{0\max} = W_{a.в} / F, \quad (109)$$

где F — рабочая площадь плунжера 2 рабочего гидроцилиндра.

В каждом рассматриваемом случае объем гидроаккумуляторов определяется из выражений (107) и (108):

$$W_a = \frac{2A_n}{\Delta\rho^2\beta_{ж}} \text{ и } W_{a.в} = \frac{2A_n}{\Delta\rho(1 + \Delta\rho\beta_{ж})}. \quad (110)$$

Подставляя выражения (110) в формулы (109), можно получить значения расчетного перемещения $x_{0\max}$ через энергию импульса:

$$x_{0\max} = 2A_n/(\Delta\rho F) \quad (111)$$

для чисто гидравлического аккумулятора и

$$x_{0\max} = \frac{2A_n}{\Delta\rho F(1 - \Delta\rho\beta_{ж})} \quad (112)$$

для гидроаккумулятора с разделителем сред.

При проектировании, когда в качестве исходного параметра задано расчетное перемещение $x_{0\max}$, следует определить площадь плунжера

$$F_{пл} = 2A_n/(\Delta\rho x_{0\max}). \quad (113)$$

Исходное упрощенное уравнение обратного хода подвижных элементов машины (101) легко решается относительно времени t_b :

$$t_b = \sqrt{\frac{M}{c_b}} \left[\arcsin\left(\frac{xc_b}{2P_b} - 1\right) + \frac{\pi}{2} \right], \quad (114)$$

где $P_b = c_b(x_0 + x_{0в}) + N$ — максимальное усилие возврата. Максимальная скорость \dot{x}_{\max} при обратном ходе определяется аналогично выражению (105):

$$\dot{x}_{\max в} = P_b \sqrt{1/(Mc_b)}. \quad (115)$$

Расходы жидкости Q_1 и Q_2 определяются по простым зависимостям с учетом выражений (106) и (114):

$$Q_1 = \frac{\Delta W}{t_1} = \frac{2A_n}{\Delta\rho \sqrt{\frac{M}{c_c}} \left[\arcsin\left(\frac{xc_c}{2P} - 1\right) + \frac{\pi}{2} \right]}; \quad (116)$$

$$Q_2 = \frac{\Delta W}{t_2} = \frac{2A_n}{\Delta\rho \sqrt{\frac{M}{c_b}} \left[\arcsin\left(1 - \frac{xc_b}{2P_b}\right) + \frac{\pi}{2} \right]}. \quad (117)$$

При определении максимальных значений расходов из рабочей полости гидроцилиндра в выражения (116) и (117) следует вместо x подставить x_0 .

Длительность импульса давления складывается из времени $t_{x.в}$ хода вибростола вверх и времени $t_в$ возврата в исходное положение:

$$t_{и} = t_{x.в} + t_в \quad (118)$$

или, с учетом уравнения (106) и (114),

$$t_{и} = \sqrt{\frac{M}{c_c c_b}} \left[\sqrt{c_b} \arcsin \left(\frac{x_0 c_c}{2P_1} - 1 \right) + \sqrt{c_c} \arcsin \left(\frac{x_0 c_b}{2P_b} - 1 \right) + \frac{\pi}{2} (\sqrt{c_b} + \sqrt{c_c}) \right]. \quad (119)$$

Требуемый диаметр условного прохода клапана-пульсатора рассчитывается по величинам Q_1 и Q_2 при $\Delta p_в = \Delta p$ и $\Delta p_в = \Delta p_c$ соответственно (Δp_c — перепад давлений по линии слива из рабочей полости гидроцилиндра, определяется из условия наименьших потерь энергии).

Расчет ведется по следующей формуле:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{1,2}}{\mu \sqrt{2\Delta p_в/\rho}}}, \quad (120)$$

где μ — коэффициент расхода; ρ — плотность рабочей жидкости; $\Delta p_в$ — перепад давлений между рабочей полостью гидроцилиндра и входом (выходом) клапана-пульсатора. Для проектирования клапана-пульсатора необходимо задаться большим диаметром условного прохода.

Подача Q_n насоса привода определяется в зависимости от максимальной частоты следования импульсов давления при максимальной их энергии.

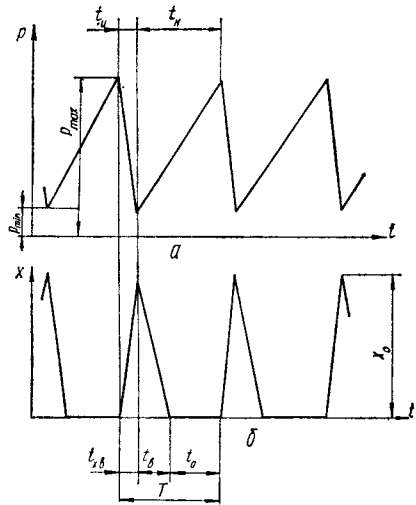


Рис. 21. Циклограммы изменения давления в гидроаккумуляторе (а) и перемещения стола (б).

На рис. 21, а представлена циклограмма изменения давления в гидроаккумуляторе, а на рис. 21, б — циклограмма перемещения вибростола. Циклограммы соответствуют линейризованным осциллограммам этих параметров. Период следования импульсов давления выражается суммой времен цикла:

$$T = t_{\text{н}} + t_{\text{н}} = t_{\text{х. в}} + t_{\text{в}} + t_0, \quad (121)$$

где $t_{\text{н}} = \frac{\Delta p W_a \beta_{\text{ж}}}{Q_{\text{н}}}$ — время набора давления в гидросистеме; t_0 — время выстоя (паузы) вибростола в нижнем положении.

Частота следования импульсов давления

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{t_{\text{н}} + t_{\text{н}}} = \frac{1}{t_{\text{х. в}} + t_{\text{в}} + t_0}. \quad (122)$$

С учетом зависимостей (106), (110), (113), (121) требуемая подача

$$Q_{\text{н}} = \frac{\Delta p W_a \beta_{\text{ж}} f}{\left\{ 1 - f \sqrt{\frac{M}{c_0}} \left[\arcsin \left(\frac{x_0 c_c}{2P_1} - 1 \right) + \frac{\pi}{2} \right] \right\} \eta_0} \quad (123)$$

или

$$Q = \frac{2A_{\text{н}} f}{\left\{ 1 - f \sqrt{\frac{M}{c_c}} \left[\arcsin \left(\frac{x_0 c_c}{2P_1} - 1 \right) + \frac{\pi}{2} \right] \right\} \Delta p \eta_0}, \quad (124)$$

где η_0 — объемный КПД насоса.

Время паузы между импульсами давления находят из выражений (119) и (122):

$$t_0 = \frac{1}{f} - t_{\text{н}} = \frac{1}{f} - \sqrt{\frac{M}{c_0 c_{\text{в}}}} \left[\sqrt{c_{\text{в}}} \arcsin \left(\frac{x_0 c_c}{2P_1} \right) + \sqrt{c_{\text{с}}} \arcsin \left(\frac{x_0 c_{\text{в}}}{2P_{\text{в}}} - 1 \right) + \frac{\pi}{2} (\sqrt{c_{\text{в}}} + \sqrt{c_{\text{с}}}) \right]. \quad (125)$$

Аналогичные зависимости можно получить и для расчетной схемы, показанной на рис. 20, б, за исключением условий торможения при обратном ходе, которые описаны уравнением (102). Решение этого уравнения относительно вре-

мени торможения t_T и начальной скорости \dot{x}_T вибростола имеет вид

$$t_T = \sqrt{\frac{M}{c_B}} \left[\arcsin \left(\frac{x_T c_B}{2P_T} - 1 \right) + \frac{\pi}{2} \right], \quad (126)$$

где $P_T = c_B (x_{\max} + x_{0B}) + N$ — усилие торможения;

$$\dot{x}_T = \sqrt{\frac{2}{M} (P_T x_T - 0,5 c_B x_T^2)}. \quad (127)$$

Начальные параметры (t_{T0}, \dot{x}_{T0}) для этапа торможения вибростола определяются из выражений (126) и (127) при $x_T = x_{\max} - l$, где l — длина тормозной камеры (для ВМ и ВУМ, имеющих короткоходовые гидроцилиндры, длину l выбирают в пределах $(0,5 - 0,7) x_{\max}$):

$$t_{T0} = \sqrt{\frac{M}{c_B}} \left\{ \arcsin \left[\frac{(x_{\max} - l) c_B}{2P_T} - 1 \right] + \frac{\pi}{2} \right\}; \quad (128)$$

$$\dot{x}_{T0} = \sqrt{\frac{2}{M} [P_T (x_{\max} - l) - 0,5 c_B (x_{\max} - l)^2]}. \quad (129)$$

Такой характер движения вибростола определяет технологические возможности привода машины по схеме на рис. 20, б. Если принять $P_{T, \text{ср}} = \text{const}$ (усредненное значение P_T), то решение уравнения (102) сводится к определению времени t_T торможения вибростола. В действительности $P_T \neq \text{const}$ и может быть найдено решением дифференциального уравнения баланса расхода жидкости из тормозной камеры, совместно с решением уравнения (102):

$$F_T \frac{dx_T}{dt} = -W_T \beta_{\text{ж}} \frac{dp_T}{dt} + \mu F_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_T - p_c)}, \quad (130)$$

где W_T — объем тормозной камеры; μ — коэффициент расхода через дроссель 10 (см. рис. 20, б); $F_{\text{др}}$ — площадь дросселя; ρ — плотность рабочей жидкости; $p_{\text{сл}}$ — давление слива ($p_{\text{сл}} \approx 0$); p_T — давление торможения.

После ряда преобразований и подстановок система (130) записывается в виде нелинейного одночленного дифференциального уравнения третьего порядка

$$\frac{dp_T^3}{dt^3} + b \sqrt{p_T} \frac{d^2 p_T}{dt^2} + q \frac{dp_T}{dt} + a \sqrt{p_T} = 0, \quad (131)$$

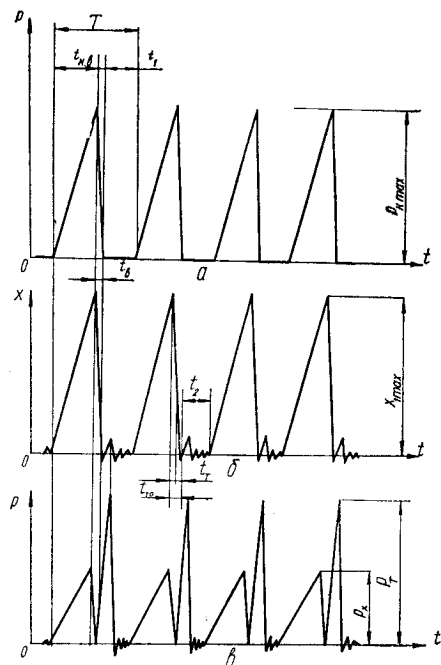
где a, b, q — постоянные коэффициенты, полученные в результате приведения подобных членов. Решение этого уравнения в общем виде неизвестно.

При проектном расчете допускается, что $p_T = p_{T, \text{ср}}$ и это давление принимается за исходный параметр, тогда время торможения $t = t_T$, из уравнения расхода,

$$t_T = \frac{F_T x_T}{\mu_T F_{\text{др}} \sqrt{2\rho_{T, \text{ср}}/\rho}}, \quad (132)$$

а общее время движения вибростола вниз ($t_{T, \text{о}}$) при $x_T = l$

$$t_{T, \text{о}} = t_B + t_T = \sqrt{\frac{M}{c_B}} \left\{ \arcsin \left[\frac{(x_{\text{max}} - l) c_B}{2P_T} - 1 \right] + \frac{\pi}{2} \right\} + \frac{f_T x_T}{\mu_T F_{\text{др}} \sqrt{2\rho_{T, \text{ср}}/\rho}}. \quad (133)$$



Упрощенные циклограммы изменения давления в полости рабочего гидроцилиндра, перемещения вибростола и изменения усилия, действующего на объект обработки, представлены на рис. 22. Период пульсаций давления в полости рабочего гидроцилиндра и соответствующий ему период импульсного изменения усилия, действующего на объект обработки,

$$T = t + t_c + t_1 \approx \approx t_{x, \text{в}} + t_B + t_2, \quad (134)$$

где $t_c = t_B$ — время сброса давления клапаном - пульсатором; t_1 — время заполнения объема W_c гидросистемы при $p = p_{\text{сл}} \approx 0$ — время затухания высокочастотных колебаний вибростола после торможения в конце обратного хода.

Рис. 22. Циклограммы изменения давления (а) в цилиндре, перемещения вибростола (б) и рабочего усилия (в).

Время сброса давления t_c определяется параметрами клапана-пульсатора и объемом W_c гидросистемы. В существующих двухходовых клапанах-пульсаторах можно производить сброс давления со значительной скоростью $(dp/dt)_{cp}$ примерно равно $10^9 - 10^{10}$ Па/с. В проектном расчете время t_c можно определять по простой зависимости

$$t_c = \frac{p_{max}}{(dp/dt)_{cp}}. \quad (135)$$

Время t_1 зависит от объема W_c гидросистемы и от подачи насоса Q_n . Клапаны-пульсаторы, работающие с неполным сбросом давления, не имеют этой паузы в рабочем цикле.

При заданной частоте f пульсаций давления время затухания высокочастотных колебаний вибростола после торможения

$$t_2 = \frac{1}{f} - (t + t_b) = \frac{1}{f} - \left\{ \sqrt{\frac{M}{c_b}} \left[\pi + \arcsin \left(\frac{l}{2P_T} - 1 \right) \right] + \frac{F_T l}{\mu_T F_{др} \sqrt{2p_{T, cp}/\rho}} \right\}. \quad (136)$$

Диаметр условного прохода клапана-пульсатора находят по уравнению баланса расхода жидкости из рабочей полости гидроцилиндра при возврате вибростола:

$$\mu F_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_{cl})} = Q_n + F_T \frac{dx_T}{dt} + Q_{др} + \beta_j W_e \frac{dp}{dt}, \quad (137)$$

где F_n — рабочая площадь проходного сечения клапана-пульсатора; $Q_{др} = \mu F_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_T - p_{cl})}$ — расход через дроссель тормозного устройства.

При проектном расчете величины $p_{cl} \approx 0$, $p = p_{k, cp}$ и $p_T = p_{T, cp}$ считаются заданными, а сжатый объем жидкости, выбрасываемой через клапан-пульсатор, учитывается произведением $k p_{k, cp}$, где k — эмпирический коэффициент. Расход, обусловленный поршневым действием плунжера исполнительного цилиндра, рассчитывают по максимальной скорости возврата вибростола, определяемой заданной энергией импульса

$$A_n = 0,5 M v_{вmax}^2, \quad (138)$$

откуда $v_{вmax} = \sqrt{2A_n/M}$.

С учетом принятых допущений уравнение (137) примет вид

$$\mu F_{\Pi} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{к. ср}}} = Q_{\text{н}} + F \sqrt{\frac{2A_{\text{н}}}{M}} + Q_{\text{др}} + kp_{\text{к. ср}}. \quad (139)$$

Из уравнения (139) находят выражение, определяющее диаметр d_y условного прохода клапана-пульсатора:

$$d_y = 1,13 \left(\frac{Q_{\text{н}} + F \sqrt{2A_{\text{н}}/M} + Q_{\text{ср}} + kp_{\text{к. ср}}}{\mu \sqrt{2\rho_{\text{к. ср}}/\rho}} \right)^{0,5}. \quad (140)$$

Приравнивая выражения (129) и (138) и считая параметры N , x_{max} , $x_{0\text{в}}$, l , M исходными, можно записать выражение для расчета требуемой жесткости элементов упругого возврата:

$$c_{\text{в}} = \frac{2[A_{\text{н}} - N(x_{\text{max}} - l)]}{(x_{\text{max}} - l)[2(x_{\text{max}} + x_{0\text{в}}) - (x_{\text{max}} - l)]}. \quad (141)$$

Общий КПД привода ВМ или ВУМ $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{г}}\eta_{\text{эд}}\eta_{\text{н}}$, где $\eta_{\text{г}}$ — КПД гидроимпульсного привода; $\eta_{\text{н}}$ — полный КПД насоса; $\eta_{\text{эд}}$ — КПД электродвигателя. Расчетные значения $\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{эд}}$ выбирают по справочной литературе, а $\eta_{\text{г}}$ определяется как отношение полезной энергии $A_{\text{п}}$, идущей на разгон приведенной массы M вибростола с пресс-формой и пригрузом к энергии одного импульса $A_{\text{н}}$:

$$\eta_{\text{г}} = A_{\text{п}}/A_{\text{н}} = M\dot{x}_{\text{max}}^2/(2A_{\text{н}}). \quad (142)$$

ПРИМЕР РАСЧЕТА ВИБРОУДАРНОЙ МАШИНЫ С ГИДРОИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ

Исходные параметры и ограничения: привод по схеме «толчка» (см. рис. 20, а); энергия импульса $A_{\text{н}} = 1$ кДж; приведенная масса вибростола с пресс-формой и заготовкой $m_1 = 500$ кг; приведенная масса инерционного пригруза и пуансона $m_2 = 500$ кг; максимальное давление в гидроаккумуляторе $p_{\text{max}} = 32$ МПа; минимальное давление в гидроаккумуляторе $p_{\text{min}} = 10$ МПа; наибольшая частота следования импульсов с энергией $A_{\text{н}}$ $f = 20$ Гц; жесткость элементов упругого возврата $c_{\text{в}} = 2,2 \cdot 10^6$ Н/м²;

предварительная деформация элементов упругого возврата $x_{0в} = 2 \cdot 10^{-2}$ м; чисто гидравлический аккумулятор с площадью поперечного сечения $F_a = 1,77 \cdot 10^{-2}$ м²; максимальный рабочий ход вибростола $x_{0max} = 6 \cdot 10^{-3}$ м; коэффициент сжимаемости рабочей жидкости $\beta_{ж} = 6 \times 10^{-10}$ м²/с; постоянное статическое усилие прижима $N = 20$ кН.

Определение основных параметров машины при проектном расчете осуществляется следующим образом:

объем гидроаккумулятора — по формуле (110):

$$W_a = \frac{2 \cdot 10^3}{(32 \cdot 10^6 - 10 \cdot 10^6) 26 \cdot 10^{-10}} = 6,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

площадь и диаметр плунжера рабочего гидроцилиндра по формуле (113):

$$F = \frac{2 \cdot 10^3}{(32 \cdot 10^6 - 10 \cdot 10^6) 6 \cdot 10^{-8}} = 1,51 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2,$$

откуда

$$d = 1,13 \sqrt{F} = 1,13 \sqrt{1,51 \cdot 10^{-2}} = 0,139 \text{ м} \approx 140 \text{ мм};$$

объем жидкости, подаваемой за один импульс в рабочую полость гидроцилиндра, — по формуле (109):

$$\Delta W = F x_0 = 1,51 \cdot 10^{-2} \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 9,06 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

жесткость и условная начальная деформация рабочей жидкости в гидроаккумуляторе [см. расшифровку символов в формуле (94)]:

$$c_a = \frac{F_a^2}{W_a \beta_{ж}} = \frac{(1,77 \cdot 10^{-2})^2}{6,9 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-10}} = 7,9 \cdot 10^7 \text{ Н/м};$$

$$x_{0a} = \frac{\Delta W}{F_a} = \frac{9,06 \cdot 10^{-5}}{1,77 \cdot 10^{-2}} = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

суммарная жесткость привода [см. расшифровку символов в формуле (105)]:

$$c_c = 2,2 \cdot 10^6 + 7,9 \cdot 10^7 = 8,12 \cdot 10^7 \text{ Н/м};$$

усилие подъема вибростола [см. расшифровку символов в формуле (105)]:

$$P = 7,9 \cdot 10^7 \cdot 5,1 \cdot 10^{-3} - 2,2 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10^{-2} - 2 \cdot 10^4 = 33,9 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

время движения вибростола вверх — по формуле (106):

$$t = \sqrt{\frac{1000}{8,12 \cdot 10^7}} \left[\arcsin \left(\frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 8,12 \cdot 10^7}{2 \cdot 33,9 \cdot 10^4} - 1 \right) + \frac{3,14}{2} \right] = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ с;}$$

максимальная скорость движения вибростола вверх — по формуле (105):

$$\dot{x}_{\max} = 33,9 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{1}{10^3 \cdot 8,12 \cdot 10^7}} = 1,2 \text{ м/с;}$$

время и максимальная скорость возврата вибростола в исходное положение — по формулам (114) и (115), при предварительно определенном суммарном усилии возврата $P_B = 2,2 \cdot 10^6 (6 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-2}) + 2 \cdot 10^4 = 7,7 \times 10^4 \text{ Н;}$

$$t_B = \sqrt{\frac{10^3}{2,2 \cdot 10^6}} \left[\arcsin \left(\frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 2,2 \cdot 10^6}{2 \cdot 7,7 \cdot 10^4} - 1 \right) + \frac{3,14}{2} \right] = 8,9 \cdot 10^{-3} \text{ с;}$$

$$\dot{x}_{B \max} = 7,7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{1}{10^3 \cdot 2,2 \cdot 10^6}} = 1,6 \text{ м/с;}$$

расход из рабочей полости гидроцилиндра при прямом и обратном ходах — по формулам (116) и (117):

$$Q_1 = \frac{9,06 \cdot 10^{-5}}{4,5 \cdot 10^{-3}} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_2 = \frac{9,06 \cdot 10^{-5}}{8,9 \cdot 10^{-3}} = 1,02 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с;}$$

диаметр условного прохода клапана-пульсатора при $Q_1 = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}; \mu = 0,57 [25]; \rho = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ и } \Delta p = 22 \text{ МПа}$ по формуле (120):

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-2}}{0,57 \sqrt{\frac{2}{900}} (32 \cdot 10^6 - 10 \cdot 10^6)}} = 1,43 \cdot 10^{-2} \text{ м} \approx 15 \text{ мм;}$$

при $Q_2 = 1,02 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$ и $\Delta p_B = 1 \text{ МПа}$

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{1,02 \cdot 10^{-2}}{0,57 \sqrt{\frac{2}{900}} \cdot 10^6}} = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ м} \approx 22 \text{ мм;}$$

расход насоса привода — по формуле (123) при $\eta_0 = 0,9$:

$$Q_n = \frac{2 \cdot 20 \cdot 1000}{(1 - 20 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 22 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

длительность импульса давления — по формуле (119) и паузы между импульсами — по формуле (125):

$$t_{и} = 4,5 \cdot 10^{-3} + 8,9 \cdot 10^{-3} = 1,34 \cdot 10^{-2} \text{ с}; \quad t_0 = \frac{1}{20} - 1,34 \cdot 10^{-2} = 3,66 \cdot 10^{-2} \text{ с};$$

максимальное ускорение подвижных частей — по формуле (100) при $x = 0$ и $N = \text{const}$:

$$\ddot{x}_{\max} = \frac{c_a x_{0a} - c_b x_{0b} - N}{M} = \\ = \frac{7,9 \cdot 10^7 \cdot 5,1 \cdot 10^{-3} - 2,2 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10^{-2} - 2 \cdot 10^{-4}}{10^3} = 360 \text{ м/с}^2;$$

ориентировочный КПД гидроимпульсного привода — по формуле (142) и общий КПД при $\eta_n = 0,8$; $\eta_{эд} = 0,8$:

$$\eta_r = \frac{1000 \cdot 1,2^2}{2 \cdot 1000} = 0,72; \quad \eta_{\text{общ}} = 0,72 \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 0,46;$$

мгновенная мощность привода [26]:

$$N_{\text{мгн}} = \frac{1000 + 0,5 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3}}{10^3 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3}} = 265 \text{ кВт};$$

гидравлическая мощность привода [26]:

$$N_r = 10^{-3} Q_n p_{\max} = 10^{-3} \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot 10^6 = 70,4 \text{ кВт}.$$

В связи с воздействием на элементы конструкций гидропривода ВМ и ВУМ импульсов давления с высокой частотой следования к конструктивному оформлению этих машин предъявляются следующие требования: магистрали высокого давления должны иметь минимальную длину (следует применять компактный монтаж узлов гидропривода, при этом уменьшаются сопротивления и повышается надежность); коэффициент запаса прочности k_3 при расчете трубопроводов (по данным опытной эксплуатации) должен быть не менее 6; нежелательно применение сварных соединений, а необходимые сварные швы должны быть усиленными; при передаче давления жидкости от насосно-аккумуляторной станции, выполненной в виде отдельного агрегата, напорную магистраль необходимо снабдить шар-

нирными устройствами, исключаящими передачу вибраций; для исключения передачи вибраций на строительные конструкции машина должна быть установлена на виброизолированном фундаменте.

Фундамент выполняют в виде подвижного железобетонного блока, жестко соединенного со станиной машины и установленного на упругих элементах (амортизаторах). При расчете фундамента вводятся допущения: станина и подвижный блок — абсолютно твердые тела; демпфирование отсутствует. В основу расчета положено равенство энергий

$$\frac{1}{2} M_0 v_\phi^2 = \frac{1}{2} cs^2 + cx_{0c}s, \quad (143)$$

где $M_0 = m_{ст} + m_\phi$ — суммарная масса станины ($m_{ст}$) и подвижного блока фундамента (m_ϕ); v_ϕ — скорость перемещения фундамента в результате воздействия импульса давления; s — амплитуда колебаний фундамента; c — жесткость амортизаторов; $x_{0c} = \frac{M_0 + M}{c}g$ — предварительный натяг амортизаторов, обусловленный силой тяжести $(M_0 + M)g$; M — приведенная масса вибростола с объектом обработки и инерционным пригрузом.

В соответствии с законом сохранения количества движения скорость v_0 массы M и скорость v_ϕ связаны соотношением $v_\phi = Mv_0/M_0$. Виброизоляция эффективна при коэффициенте передачи $\epsilon < 1$, когда выполняется условие $\omega_0 < 2\pi f$, где $\omega_0 = \sqrt{c/M_0}$ — собственная частота колебаний массы M_0 , а f — частота следования импульсов давления [20]. Из уравнения (143) следует, что

$$M_0 = \frac{M}{\omega_0^2 s + 2g} \left(\sqrt{g^2 + v_0^2 \left(\omega_0^2 + \frac{2g}{s} \right)} - g \right).$$

Заменив $\omega_0 = 2\pi f/n$ при $n = 2, 3, 4$, получим

$$M_0 = \frac{Mn^2}{39,4f^2s + 2gn^2} \left(\sqrt{g^2 + v_0^2 \left(\frac{39,4}{n^2} f^2 + \frac{2g}{s} \right)} - g \right). \quad (144)$$

Жесткость амортизаторов

$$c = 39,4f^2 M_0/n^2. \quad (145)$$

ПРИМЕР РАСЧЕТА ФУНДАМЕНТА ВУМ

Исходные параметры: $f = 20$ Гц; $v_0 = 1,2$ м/с; $s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м — допустимая амплитуда колебаний фундамента; $M = 1000$ кг; $n = 2$.

$$M_0 = \frac{1000 \cdot 4}{39,4 \cdot 20^2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 9,81 \cdot 4} \times$$

$$\times \left(\sqrt{9,81^2 + 1,2 \left(\frac{39,4}{4} \cdot 20^2 + \frac{2 \cdot 9,81}{5 \cdot 10^{-4}} \right)} - 9,81 \right) = 11000 \text{ кг;}$$

$$c = \frac{39,4}{4} \cdot 20^2 \cdot 11000 = 4,3 \cdot 10^7 \text{ Н/м;}$$

$$f_0 = \frac{f}{n} = \frac{20}{2} = 10 \text{ Гц.}$$

При этом $f_0 < f$, т. е. обеспечиваются условия виброизоляции.

4. НОВЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ВМ И ВУМ

Опыт эксплуатации вибрационного и виброударного оборудования подтвердил широкую универсальность машин типа ИВПМ, т. е. возможность осуществления с их помощью и практически всех технологических процессов при уплотнении и прессовании известных порошковых материалов. На основании накопленного опыта были проведены работы по совершенствованию машин типа ИВПМ с целью расширения области их применения, повышения энергоемкости привода, упрощения конструкций машин и облегчения условий эксплуатации.

Для специального вибрационного оборудования типа ИВПМ сравнительно небольшой мощности и не требующего многократной переналадки параметров рабочих режимов нагружения целесообразно применение бесклапанного привода с плавающим седлом (рис. 23), содержащего одну подвижную деталь — плунжер 5 с аккумулялирующей полостью В. В нижней части плунжера 5 выполнен конус с притирочным пояском у нижнего основания и золотниковым перекрытием высотой Δ — у верхнего. Плунжер 5 садится на плавающее седло 2, перемещающееся в тормозной камере А, при этом он жестко связан с исполнительным звеном б.

Корпус гидроцилиндра 1 закреплен на станине 4 и связан с исполнительным звеном б элементами упругого возврата — пружинами 3. Напорная магистраль соединена с полостью F, а отверстием D — с аккумулялирующей поло-

стью *B*, плунжер 5 поджат к плавающему седлу 2 пружинами 3. При повышении давления в напорной магистрали плавающее седло 2 переместится совместно с плунжером 5 вверх, до упора седла в расточку гидроцилиндра 1. Давление в полости *F*, действуя на нижний торец плунжера 5 по площади, ограниченной диаметром притирочного пояска, при достижении расчетной величины преодолевает усилие затяжки пружин 3. Подхватывающая площадь торца плунжера 5 в момент нарушения герметизации его посадки на седло 2 по притирочному пояску мгновенно возрастает, и происходит резкий подъем исполнительного звена 6 вверх, ускоренный разрядкой аккумулярующей полости *B*. Полость *F* соединяется со сливной полостью *C*, давление в системе падает, плунжер 5 с исполнительным звеном 6 возвращается в исходное положение под действием пружин 3. Торможение плунжера 5 в конце обратного хода при его посадке на плавающее седло 2 происходит при вытеснении жидкости из тормозной полости *A* через зазоры *E* в полость *F* и значительно снижает уровень шума при работе вибрационного пресса. С повышением давления в напорной магистрали начинается новый цикл.

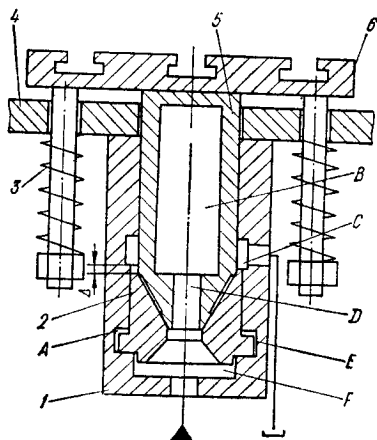


Рис. 23. Схема привода ИВПМ с плавающим седлом.

Для интенсификации процессов вибрационного прессования, улучшения заполнения пресс-форм сложной конфигурации и равномерного распределения плотности по объему крупногабаритных изделий разработана конструкция вибрационного пресса типа ИВПМ с трехкоординатным столом (рис. 24), который работает следующим образом. При подаче жидкости под давлением в полости рабочего цилиндра, выполненного в расточке станины 1, и гидроцилиндров 6 вибраторов плунжер 2 перемещается вверх вместе с исполнительным звеном 4 и затягивает поршни 3 гидропружин упругого возврата, а плунжеры 7 обеспечи-

вают сложное пространственное перемещение пресс-форм *10* во взаимно перпендикулярных направлениях в горизонтальной плоскости по направляющим типа «ласточкин хвост» промежуточной *5* и рабочей *8* плит. Перемещение промежуточной и рабочей плит ограничивают пружины *9*. При достижении заданного давления настройки срабатывания клапан-пульсатор *14* открывается и обеспечивает сво-

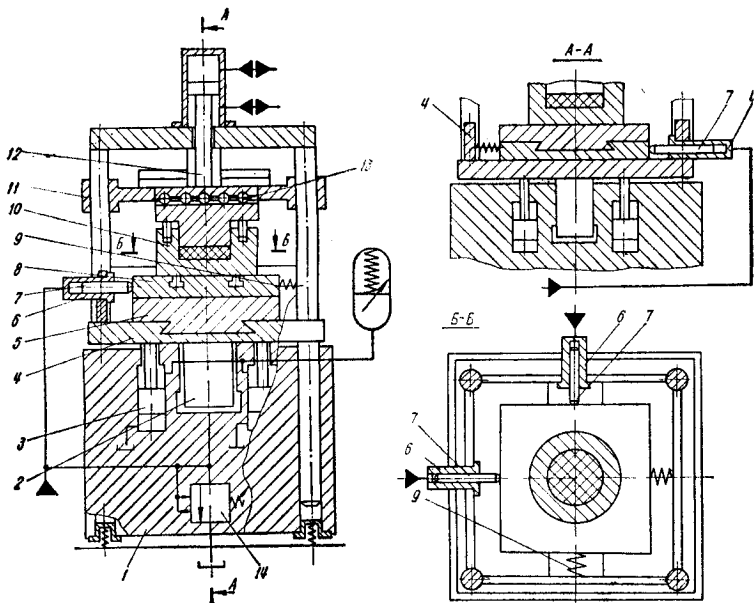


Рис. 24. Схема ИВПМ с трехкоординатным столом.

бодный доступ жидкости из полостей рабочего цилиндра и гидроцилиндров *6* вибраторов на слив.

Под действием элементов упругого возврата исполнительное звено *4* с плунжером *2*, промежуточная *5* и рабочая *8* плиты возвращаются в исходное положение. При падении давления в системе до расчетной величины клапан-пульсатор *14* закрывается и цикл повторяется вновь. Таким образом, пресс-форма *10* получает полезные направленные вибрации в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Пуансон передает на заготовку усилие статического прижима от подвижной траверсы *11*, соединенной со штоком *12* гидроцилиндра установочных перемещений,

а разгрузка подвижной траверсы от горизонтальных составляющих рабочего усилия вибропрессования осуществляется шаровыми опорными направляющими 13, так как пуансон пресс-формы 10 при вертикальном возвратно-поступательном перемещении имеет возможность свободно перекачиваться по шаровым опорным направляющим в горизонтальной плоскости. Подстройка хода подвижных частей вибропресса осуществляется регулировкой пружин 9 и регулировкой аккумулирующего объема гидропружин возврата.

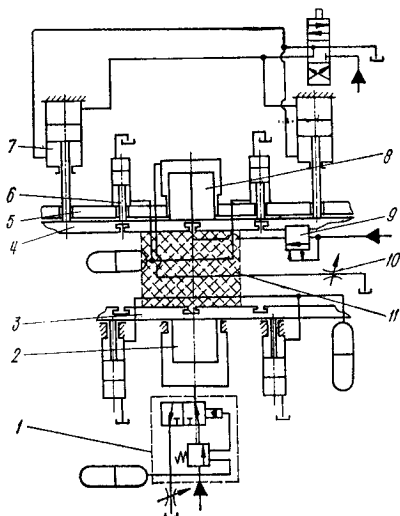


Рис. 25. Схема привода с двусторонним уплотнением заготовки.

Для многих технологических процессов уплотнения порошковых материалов целесообразно применение комбинированной схемы гидроимпульсного привода. По классификационной матрице § 5 главы I для машин с нижним приводом рабочего звена рекомендуется конструкция 44В, а для верхнего привода поперечины подвижной траверсы — 63А. На рис. 25 представлена схема такой машины.

Обычный гидроимпульсный привод 1 вызывает принудительное периодическое перемещение плунжера 2 с исполнительным рабочим звеном 3. Пресс-форма 11 фиксируется на рабочем звене 3 и прижимается подвижной траверсой 4, на которую поперечина 5 оказывает периодическое виброударное воздействие с помощью системы гидроцилиндров: возвратного 6, установочного 7 и верхнего рабочего 8, управляемых клапаном-пульсатором 9 и регулируемым дросселем 10.

В настоящее время ведутся разработки гидроимпульсного привода повышенной энергоемкости для вибрационных прессов типа ИВПМ. Схема такого привода показана на рис. 26. В состав вибропресса с гидроприводом повы-

шенной энергоемкости входит насосно-аккумуляторная станция с газогидравлическим аккумулятором 1, соединенным распределителем 2 с коноидальным сменным дросселем 3, обеспечивающим минимальные потери напора при поступлении жидкости от насосно-аккумуляторной станции в одноходовой рабочий регулируемый гидроаккумулятор 4. В генератор вибраций входит трехщелевой золотник 5, в левый торец которого упирается цилиндрический толкатель 6 диаметром d_1 , имеющий настроечную пружину 7,

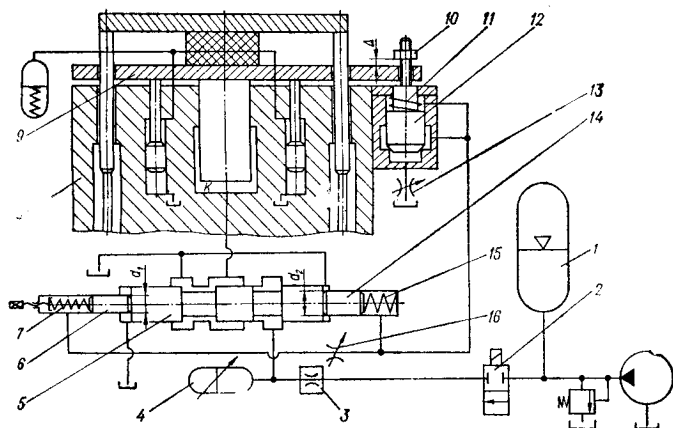


Рис. 26. Схема привода ИВПМ повышенной энергоемкости.

а в правый торец упирается цилиндрический толкатель 14 диаметром d_2 , подпружиненный мягкой демпфирующей пружиной 15, причем левая и правая полости золотника соединены через регулируемый дроссель 16. Задающее устройство 12 выполнено в виде двухступенчатого поршня, снабженного хвостовиком с резьбой, на который насажена регулируемая гайка 10. В зависимости от расчетного значения энергии, потребляемое за машинное время при обработке одного изделия, от насоса постоянной производительности заряжается газогидравлический аккумулятор 1 при закрытом распределителе 2. Объем полости одноходового рабочего аккумулятора 4 выбирают по расчетной энергии одного импульса. Накопление энергии в аккумуляторе происходит за счет естественной сжимаемости жидкости, а значение энергии определяют по зависимости (34).

При переключении распределителя 2 в открытое положение жидкость из полости газогидравлического аккумулятора 1 поступает через коноидальный дроссель 3 в полость одноходового рабочего аккумулятора 4. Рабочее давление в аккумуляторе 4

$$p_a = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi(d_2^2 - d_1^2)},$$

где $P_{\text{пр}}$ — разность между усилиями затяжки настроечной пружины 7 и пружины 15.

Трехщелевой золотник 5 перемещается в крайнее левое положение, соединяя полость одноходового рабочего аккумулятора 4 с полостью K рабочего цилиндра, размещенного в центральной осевой расточке станины вибропресса 8. Плунжер рабочего цилиндра вибропресса перемещается совместно с поперечиной-столом 9 вверх. Одновременно с этим жидкость из полости одноходового рабочего аккумулятора 4 воздействует на задающее устройство 12 и удерживает его в крайнем нижнем положении. С помощью регулировочной гайки 10 устанавливается зазор Δ между гайкой и поверхностью поперечиной-стола 9.

В результате перемещения плунжера рабочего цилиндра с поперечиной-столом 9 вверх происходит контакт поверхности поперечиной-стола с регулировочной гайкой. Задающее устройство 12, связанное посредством хвостовика с гайкой, перемещается вверх, соединяя напорную магистраль через регулируемый дроссель 13 со сливом, и удерживается в течение заданного промежутка времени в верхнем положении под воздействием перепада давления на дросселе 13.

Плунжер рабочего цилиндра совместно с поперечиной-столом 9 под воздействием элементов упругого возврата, выполненных в виде гидравлических пружин, размещенных в осевых расточках станины вибропресса 8, переместится в крайнее нижнее положение. Трехщелевой золотник 5 в результате разности усилий затяжки настроечной 7 и демпфирующей 15 пружин и перепада давлений на дросселе 16 переместится в крайнее правое положение. Под воздействием пружины 11 задающее устройство 12 займет исходное положение. С помощью дросселя 16 обеспечивается регулировка скорости перемещения трехщелевого золотника 5 в крайнее правое положение, а изменение зазора Δ определяет жесткое регулирование амплитуды процесса

вибропрессования, независимо от усилия, прикладываемого к обрабатываемому изделию, и от частоты импульсов давления. Газогидравлический аккумулятор 1 производит периодическую, с заданной частотой, подзарядку одноходового рабочего аккумулятора 4 при постоянном (в течение цикла обработки изделия) давлении.

Таким образом, при модернизации гидропривода значительно повышается быстродействие рабочего звена вибропресса, определяемое скоростью нарастания давления в подводящих трубопроводах. Кроме того, пределы регулировки частоты срабатывания генератора вибраций расширяются благодаря возможности настройки пружины 7. В перерывах, например при съеме готового изделия и установке заготовки, происходит подзарядка газогидравлического аккумулятора 1, а длительность цикла вибропрессования определяется его энергоемкостью.

5. ОПЫТ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ С ГИДРОИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ

При подготовке к промышленной эксплуатации вибрационного и виброударного оборудования с гидроимпульсным приводом во время монтажных и наладочных работ следует учитывать такие специфические особенности привода, как значительная скорость нарастания и убывания давления в гидросистеме ($dp / dt = 10...1000$ мПа/с) при частоте следования импульсов до 50 Гц; повышенная температура рабочей жидкости; большие мгновенные расходы жидкости в гидросистеме (скорость жидкости достигает 30 м/с); малое время переключения элементов аппаратуры управления; ударные явления, сопровождающие переключение аппаратуры управления, взаимодействие подвижных частей машины и обуславливающие повышенный уровень шума и вибрации.

Эти особенности определяют необходимость изготовления элементов привода, например трубопроводов высокого давления, с повышенным коэффициентом запаса прочности, использования минимального количества сварных соединений, увеличения проходных сечений гидросистемы (по сравнению с расчетным d_r) при минимально возможной длине, очистки рабочей жидкости не менее 20—40 мкм.

Конструктивное оформление ВМ и ВУМ типа ИВПМ зависит от условий эксплуатации и рабочих параметров при-

вода, определяемых энергией импульса. Различия в конструктивном оформлении обуславливаются формой станины (С-образные; П-образные и колонные) и способом монтажа на ней узла привода вибростола. В монтажный блок гидропривода ИВПМ-32 (рис. 27) входит короткоходовой исполнительный гидродоилндр 1 плунжерного

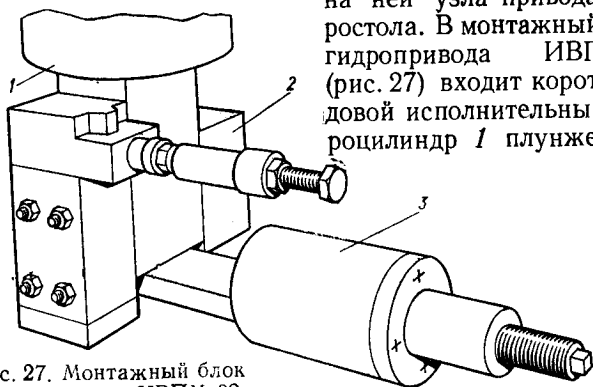


Рис. 27. Монтажный блок гидропривода ИВПМ-32.

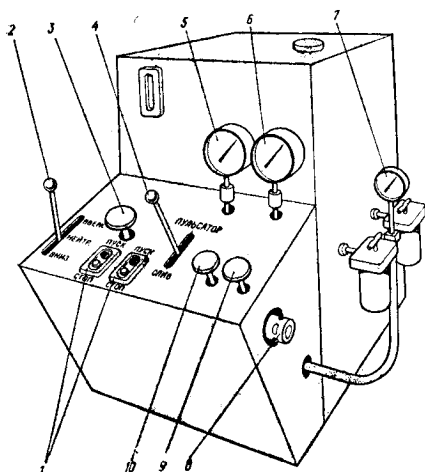


Рис. 28. Пульт управления ИВПМ-32:

1 — кнопки включения и выключения электродвигателей; 2 — рукоятка переключения пневмоцилиндра; 3 — рукоятка дросселя регулировки скорости перемещения траверсы; 4 — рукоятка включения пульсатора; 5 — манометр пневмосети; 6 — манометр гидросистемы; 7 — манометр контроля давления на фильтрах; 8 — винт регулировки предохранительного клапана; 9 — кран манометра; 10 — кран пневмосети.

типа, с которым соединены клапан-пульсатор 2 и одноходовой гидроаккумулятор 3. Расположение клапана-пульсатора 2 относительно оси основного запорного органа может быть вертикальным или горизонтальным, однако предпочтение следует отдавать вертикальному расположению клапана пульсатора, исключающему заклинивание запорных органов, что подтверждено практикой эксплуатации.

Пульт управления ИВПМ-32 (рис. 28) обычно монтируют совместно с насосно-аккумуляторной станцией, которая выполняется в виде отдельного комплекса, со-

держашего бак, блок насосов, контрольно-регулирующую и распределительную аппаратуру. Рукоятки управления и контрольные приборы выведены на панель пульта управления.

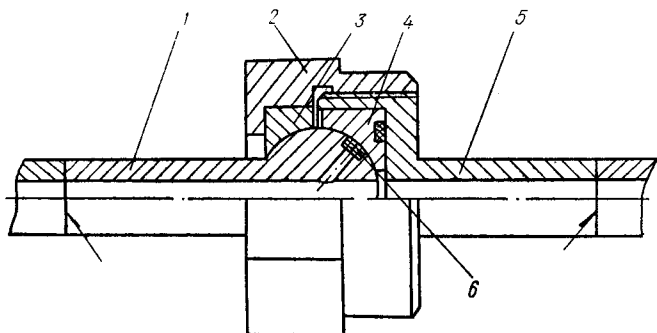


Рис. 29. Схема монтажа трубопроводов, рассчитанных на высокое давление, в ВМ и ВУМ:

1 — шаровой ниппель; 2 — накидная гайка; 3, 4 — вкладыши; 5 — ниппель-штуцер; 6 — самоподжимающееся уплотнение.

Соединительные трубопроводы исключают передачу вибраций, так как выполняются в виде шарнира (рис. 29) с числом степеней свободы не менее 2 или, если допускает рабочее давление, — в виде гибкого шланга высокого давления.

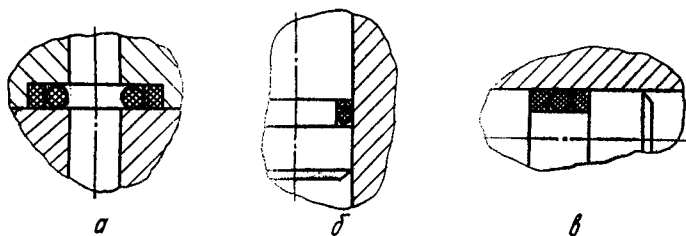


Рис. 30. Способы уплотнения элементов гидропривода для работы под высоким давлением:

а — плоских поверхностей; б, в — цилиндрических.

Очистка рабочей жидкости производится с помощью фильтров, установленных во всасывающей и напорной магистралях или специальной фильтростанции. При установке фильтра во всасывающей магистрали он выполняется в виде встроенного в бак цилиндра или параллелепипеда

из сетки с размером ячеек 20—40 мкм с развитой поверхностью. Такой способ очистки эффективен, однако создает некоторые неудобства при эксплуатации, связанные с необходимостью периодического демонтажа и очистки сетки фильтра. Очистка жидкости в напорной магистрали применяется значительно реже, чем обусловлено отсутствием фильтров, рассчитанных на высокое давление.

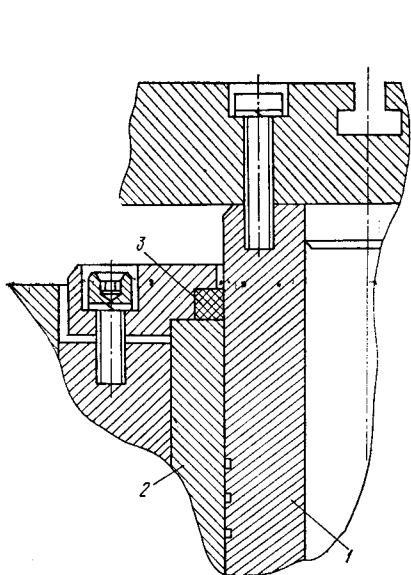


Рис. 31. Схема монтажа рабочего гидроцилиндра ИВГМ.

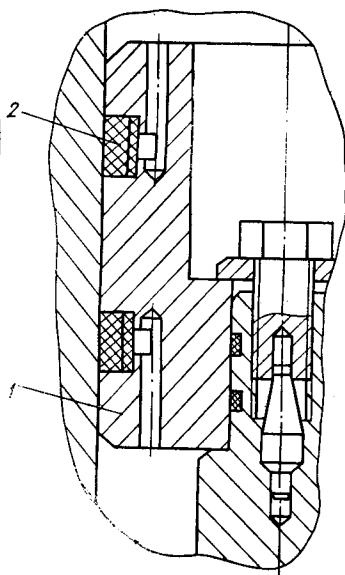


Рис. 32. Схема уплотнения поршня пневмоцилиндра ИВГМ.

Для уплотнения неподвижных соединений в узлах привода вибростола и блока контрольно-регулирующей и распределительной аппаратуры используют стандартные резиновые кольца круглого сечения. В ответственных узлах кольца устанавливают совместно с защитными фторопластовыми шайбами (рис. 30). Плунжер 1 (рис. 31) исполнительного гидроцилиндра притирается по закаленной гильзе 2 и мягких уплотнений не имеет. На цилиндрических поверхностях плунжера 1 и на элементах распределения клапана-пульсатора выполняются разгрузочные канавки прямоугольного сечения [22]. В месте выхода плунжера 1 из гильзы 2 устанавливается грязесъемное кольцо 3, пред-

отвращающее попадание абразивных частиц в зазор между гильзой и плунжером.

Статический прижим и управление установочными перемещениями траверсы производится с помощью пневмоцилиндра, работающего от общезаводской пневмосети при давлениях 0,4...0,5 МПа. Поршень 1 пневмоцилиндра в вибропрессах типа ИВПМ [18] (рис. 32) уплотняется обычно набивкой 2, поджимаемой в рабочем положении давлением воздуха, а в вибропрессе

ИВПМ-32 — поршневыми кольцами, изготовленными из чугунов перлитной структуры, причем в пневмосистеме вибропресса ИВПМ-32 использован трехходовой шариковый распределитель оригинальной конструкции (рис. 33), что обусловлено отсутствием серийной пневмоаппаратуры с достаточно большими проходными сечениями. Распределитель содержит две пары шариковых клапанов 1, переключаемых с помощью рычажного механизма 2. В нейтральном положении рукоятки рычажного механизма 2 обе полости пневмоцилиндра соединены с атмосферой, в крайних положениях одна из полостей соединяется с напорной магистралью, другая — с атмосферой.

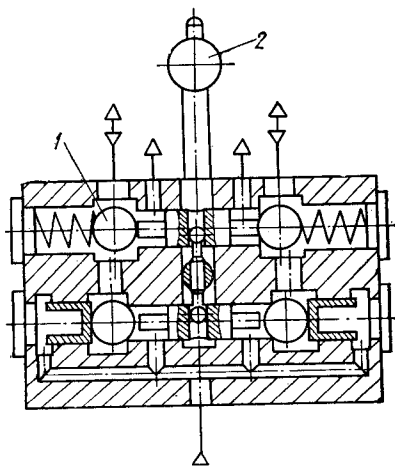


Рис. 33. Схема трехходового шарикового распределителя вибропресса ИВПМ-32.

В зависимости от переключения трехходового распределителя на всех машинах типа ИВПМ можно обеспечить следующие режимы нагружения: толчковый со свободным инерционным пригрузом (пригруз движется вниз с ускорением свободного падения, а обе полости пневмоцилиндра соединены с атмосферой); толчковый с постоянным статическим прижимом (поршневая полость пневмоцилиндра соединена с напорной магистралью, а штоковая — с атмосферой); толчковый встряхивающий (траверса с пригрузом поднята над заготовкой).

Во всех трех режимах объект обработки дополнительно нагружается за счет резкого торможения вибростола в конце обратного хода. Регулировка энергии импульса во всех режимах производится путем изменения объема гидроаккумулятора или максимального амплитудного значения давления. Энергия в гидроаккумуляторе вибропрессов типа ИВПМ-5, ИВПМ-20 и ИВПМ-32 накапливается за счет собственной сжимаемости жидкости и полностью расходуется за один рабочий ход. Регулировка частоты следования импульсов осуществляется с помощью изменения подачи насосов привода или настройки срабатывания клапана-пульсатора.

Основные рекомендации для обеспечения промышленной эксплуатации ВМ и ВУМ с гидроимпульсным приводом следующие: при сборке исключить загрязнение элементов гидросистемы; заливку рабочей жидкости в бак насосной станции осуществлять только через специальный фильтр; в качестве рабочей жидкости применять масла марок И-20А, И-40А, И-50А (ГОСТ 20799—75) или Т-46 (ГОСТ 9972—74); после заливки в бак или смены рабочей жидкости не менее чем на 2 ч включать привод гидросистемы на холостой ход; после первых 100 ч работы и далее через каждые 1000 ч производить смену рабочей жидкости в гидросистеме; не допускать применения выщелоченных масел (например, индустриальных по ГОСТ 2854—51), разлагающихся при высоких давлениях, а также их смесей; при длительной эксплуатации машины в рабочем режиме применять водяное охлаждение рабочей жидкости; при включении гидросистемы после длительного перерыва выпускать из нее воздух через специальные клапаны; запрещается работать на форсированных режимах, когда создаваемые на объекте обработки усилия превышают паспортные данные.

Большие габаритные размеры сложная конфигурация заготовок изделий из порошковых материалов, получаемых на вибропрессах типа ИВПМ, обуславливают необходимость выполнения ряда требований при проектировании и изготовлении технологической оснастки, например, прессформ: матрицы для заготовок сложной конфигурации должны легко собираться и разбираться, быть достаточно легкими, прочными, жесткими и иметь шероховатость рабочих поверхностей не менее $Ra = 0,32$ мкм; конструкция матриц для заготовок простой конфигурации, но больших га-

баритов должна обеспечивать быстрое извлечение матрицы из пресс-формы.

Пример конструктивного оформления пресс-формы для обработки заготовки изделия типа «цилиндр» показан на рис. 34. Разрез по А—А иллюстрирует положение элементов после завершения процесса уплотнения и перед извлечением заготовки. Уплотненную заготовку извлекают из пресс-формы в следующем порядке: освобождают от нагрузки со стороны подвижной траверсы;

раздвигают рычагами 7 подставки-полуцилиндры 6; траверсой вибропресса через проставки (на рисунке не показаны) опускают вниз обойму 3; выбивают клин 8, фиксирующий стержень 2 в нижнем положении относительно пуансона-основания 5; соединяют клином 8 верхний пуансон 1 и стержень 2, поднимают последний; снимают заготовку 4. Порошковый материал засыпают в матрицу пресс-формы из дозирующего бункера при поднятом пуансоне 1, когда все элементы пресс-формы собраны и закреплены на столе вибропресса в исходном положении.

Конструктивное исполнение пресс-форм для уплотнения порошковых заготовок простой конфигурации может быть самым разнообразным и для каждого конкретного случая выбирается с учетом требований технологического процесса, конструктивных особенностей вибростола и подвижной траверсы.

Пресс-формы для заготовок изделий сложной конфигурации (рис. 35) выполняются разборными, например для уплотнения заготовки в виде полого усеченного конуса (конус футеровки гидроциклона с большим диаметром 500 мм и высотой 400 мм). В расточке основания 1 закреп-

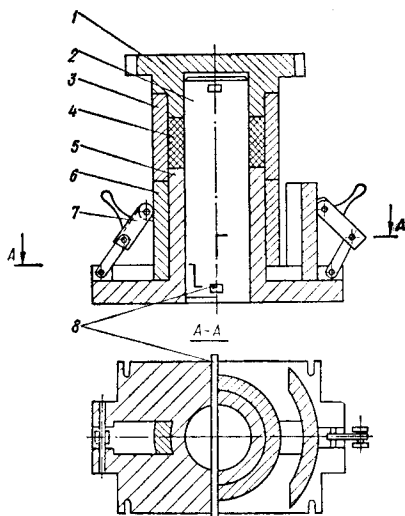


Рис. 34. Конструктивное оформление пресс-формы для изделий типа «Цилиндр».

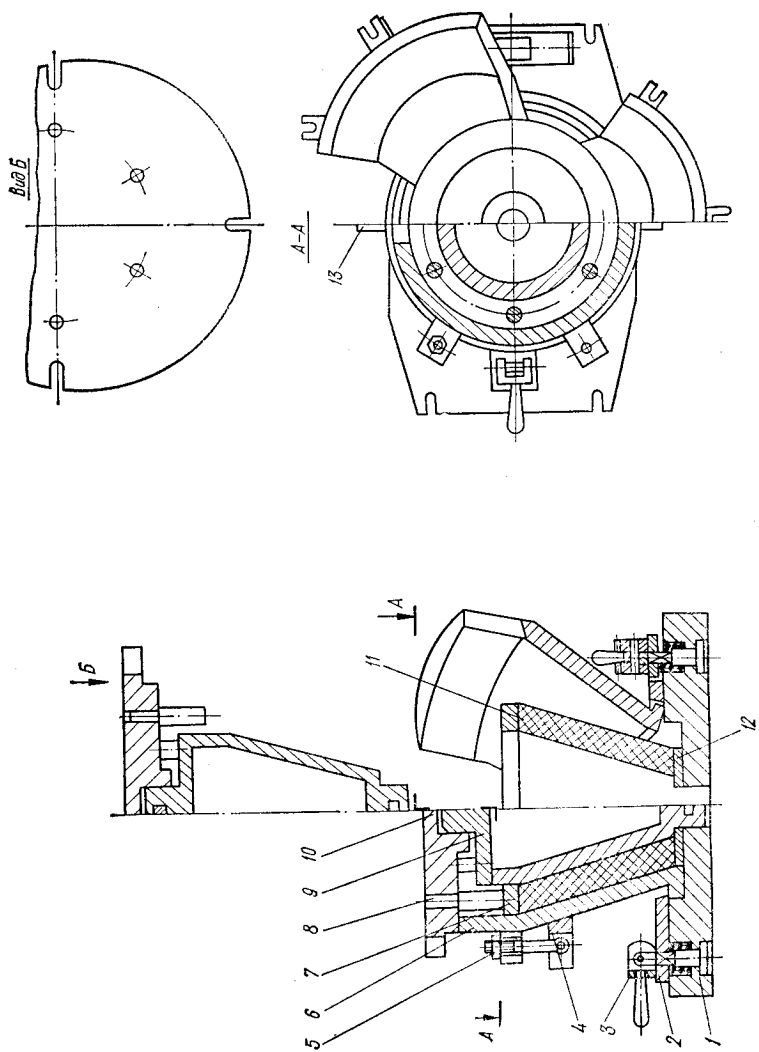


Рис. 35. Конструктивное оформление пресс-формы для изделий типа «конус».

ляются лепестковые секции 6 матрицы и конус 9 (полый). Нижнее основание секций 6 фиксируется прижимными планками 2 при помощи кулачкового механизма 3. По диаметру верхнего основания 10 лепестки 6 матрицы стягиваются коническим кольцом 4 и откидными болтами 5 (возможно крепление по аналогии с кулачковыми механизмами 3). Между нижним 12 и верхним 7 пуансонами, выполненными в виде колец, засыпается порошковый материал 11. Усилие пригрузки на верхний пуансон 7 передается штырями 8, которые запрессованы в плиту верхнего основания 10, жестко соединенную с траверсой вибропресса. В нижнем положении полый конус 9 закрепляется в основании 1 клином 13.

Для извлечения уплотненной заготовки необходимо выбить клин 13 и использовать его для закрепления хвостовика полого конуса 9 в плите верхнего основания 10. После подъема полого конуса 9 разбираются секции 6 и извлекается заготовка 11.

Конструктивное исполнение кулачкового механизма 3 (см. рис. 35) представлено на рис. 36. Кулачок 1 выполнен в виде вилки, в пазу которой на оси 5 закреплен ступенчатый стержень 3. В расточке основания пресс-формы размещена пружина 2, упирающаяся в дно расточки и в прижимную планку 6. Кулачок 1 поворачивается вокруг оси 5 с помощью рукоятки 4. Расфиксирование производится подъемом рукоятки в вертикальное положение с одновременным поворотом стержня 3 вокруг оси на 90°.

Процесс уплотнения заготовок на вибропрессах типа ИВПМ характеризуется большими затратами подготовительного времени. Например, машинное время уплотнения заготовки конуса футеровки гидроциклона с диаметром 500 мм равно 24 с, а подготовительное — 1200—1800 с.

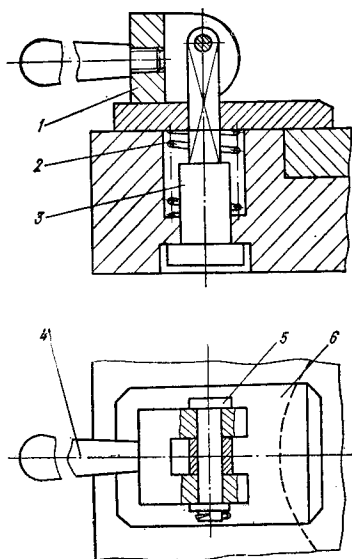


Рис. 36. Кулачковый механизм разъемной пресс-формы.

Трудности автоматизации и механизации этого процесса обусловлены большими габаритными размерами и сложной конфигурацией заготовок, что требует применения специальной технологической оснастки.

Простейшая схема механизации подачи пресс-формы в рабочую зону вибропресса и съема пресс-формы с заготовкой показана на рис. 37. С левой и правой стороны вибропресса установлены монтажные столы 1, используе-

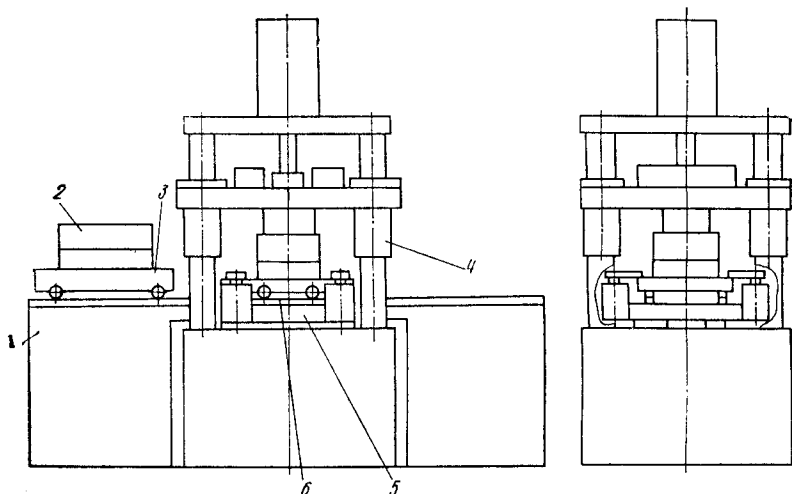


Рис. 37. Схема механизации загрузки и выгрузки пресс-форм (двусторонняя).

мые для поочередного монтажа и демонтажа пресс-формы 2, установленных на подвижных тележках 3. Тележка 3 с укомплектованной пресс-формой 2 подается на вибростол 4 по подводным путям 5, проложенным на столах 1 и на вибростоле 4, с помощью пневмоцилиндра или другого механизма (на схеме не показаны). Матрицы закрепляются на вибростоле 4 штоками пневмоцилиндров 6, корпуса которых жестко соединены с вибростолом 4. После завершения процесса уплотнения тележка 3 перемещается с вибростола 4 на свободный монтажный стол 1, а на ее место подается вторая тележка 3. Монтажные столы 1 могут быть снабжены выталкивателями и другими механизмами, что ускоряет извлечение заготовки и загрузку шихтой пресс-формы.

Для вибропрессов с С-образной станиной механизация загрузки и выгрузки матриц может быть осуществлена благодаря применению многопозиционного поворотного роторного монтажного стола. Схема одного из вариантов использования поворотного стола представлена на рис. 38. Поворотный стол 1 вращается на валу 2, соединенном со штоком поршня 3 пневмоцилиндра управления положением пресс-формы 8 по высоте, и опирается на упругий элемент 6. Поворот стола 1 осуществляется с помощью зубчатого механизма 7. В исходной позиции стол 1 опускается вниз до упора (в полость А под давлением подается воздух), пресс-форма 8 с шихтой упирается основанием в вибростол 5 и закрепляется на нем с помощью электромагнитов 4. Зазор между нижней плоскостью стола 1 и верхней плоскостью вибростола 5 больше максимальной амплитуды вибраций последнего. По окончании процесса уплотнения электромагниты 4 выключаются, полость А соединяется с атмосферой, стол 1 поднимает пресс-форму 8,

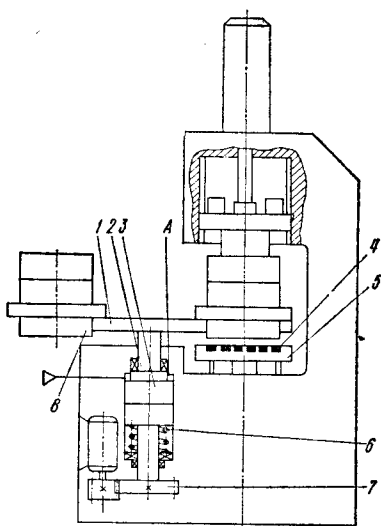


Рис. 38. Схема механизации загрузки пресс-форм с порошковым материалом в рабочую зону вибропресса (роторная).

включается механизм поворота и в рабочую зону вибропресса подается новая пресс-форма.

В дальнейшем намечается необходимость в создании автоматической линии, включающей этапы подготовки, дозирования и засыпки шихты, а также этапы извлечения и складирования заготовок. Для разработки такой линии необходимо решить ряд сложных технических проблем: создание принципиально новой технологической оснастки; усовершенствование процесса приготовления шихты; создание новых конструктивных вариантов блоков привода ИВПМ, дающих возможность производить автоматическую подналадку и переналадку на требуемые режимы обработки.

Качество заготовок, получаемых на вибропрессах типа ИВПМ, определяется выбором режима нагружения по величине энергии импульсов, частоты их следования, скорости нарастания и убывания давления в импульсе, усилия статического прижима и усилия возврата. Скорость возврата и характер изменения давления торможения вибростола

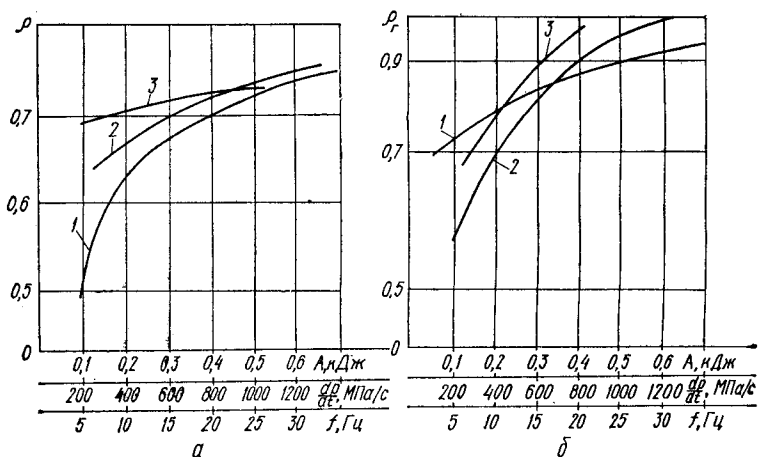


Рис. 39. Экспериментальные зависимости относительных значений средней плотности (а) и равноплотности (б) заготовки от энергии (кривая 1), частоты следования (кривая 2) и скорости нарастания давления (кривая 3) в импульсе.

в конце обратного хода определяют эффективность использования ударного импульса при взаимодействии подвижных частей вибропресса.

Аналитические методы определения оптимальных режимов нагружения, используемые при разработке технологического процесса уплотнения заготовок из порошковых материалов на вибропрессах типа ИВПМ, в настоящее время требуют дополнительной корректировки на основании экспериментальных данных по выявлению влияния параметров вибраций на равноплотность, пористость и расфракционирование порошкового материала по объему заготовки. Полости, заполненные воздухом, образуются в заготовке при обработке ультрадисперсных материалов в пресс-формах, конструкция которых препятствует свободному выходу воздуха. На рис. 39 представлены экс-

периментальные зависимости относительных значений средней плотности и равноплотности заготовки по объему от энергии, частоты следования и скорости нарастания давления в импульсе. Зависимости сняты для материала на основе нитрида кремния с размером зерна 5—20 мкм.

При интенсификации указанных параметров повышается средняя плотность и равноплотность заготовки, однако более существенное влияние на изменение средней плотности оказывает увеличение энергии импульса, а на равноплотность — скорости нарастания давления и частоты следования импульсов. Аналогичные исследования процесса уплотнения материалов на основе карбида кремния и окиси алюминия показали, что полученные закономерности носят общий характер.

По результатам эксплуатации вибропрессов типа ИВПМ и экспериментальных исследований можно дать ряд рекомендаций по выбору режима нагружения: для изделий простой формы, имеющих массу до 50 кг, рекомендуемая энергия импульса 0,5—0,7 кДж, частота следования импульсов 12—18 Гц, скорость нарастания давления 500—700 мПа/с; при массе изделия более 100 кг и простой форме рекомендуемая энергия импульса 0,7—3 кДж, частота следования импульсов 12—20 Гц, скорость нарастания давления 600—1000 мПа/с; для изделий сложной и особо сложной конфигурации при массе 50—100 кг энергия импульса 0,5—6 кДж, частота следования импульсов 18—35 Гц, скорость нарастания давления в импульсе 1000—1500 мПа/с.

Избыток энергии импульса приводит к перепрессовке, при которой частицы материала перемещаются по плоскостям сдвига, что существенно нарушает однородность структуры. При уплотнении ультрадисперсных порошковых материалов целесообразно использовать избыточную энергию импульса, но для устранения явления перепрессовки необходимо строго регламентировать время обработки, экспериментально устанавливаемое для каждого конкретного изделия.

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ И ВСТРЯХИВАЮЩИЕ МАШИНЫ

1. ОСОБЕННОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

За последние два десятилетия расширилась область применения полезных вибраций, в том числе для механических испытаний деталей и узлов машин. Необходимость проведения таких испытаний вызвана возрастающими требованиями к надежности приборов и механизмов с учетом реальных условий их эксплуатации. В результате теоретических и экспериментальных исследований возникло научно обоснованное представление о механизме возникновения повреждений в испытываемых объектах и об их количественной оценке [24].

Испытуемые объекты (ИО) содержат значительное количество разнообразных конструктивных элементов, которые неодинаково воспринимают воздействие механических вибраций (в том числе ударных, случайных и других периодических нагрузок) при изменении условий эксплуатации. Эти условия необходимо учитывать при разработке определенных методик испытаний и соответствующего специального оборудования.

Анализ причин выхода из строя ИО (приборов, узлов, соединений) дает возможность выявить две основные, определяющие их надежность: усталостное разрушение конструктивных элементов и ослабление зажимов и резьбовых соединений. По результатам оценки условий эксплуатации и изучения особенностей различных повреждений определяются методы и условия испытаний, которые могут быть реализованы на существующих и разрабатываемых испытательных установках (ИУ).

Конструктивные элементы ИО, с точки зрения их реакции на вибрационные и виброударные воздействия, можно представить в виде простой линейной системы масс, пружин и демпферов, показанной на рис. 40. Такая многомассовая система характеризуется приведенными коэффициентами жесткости (c_n) и демпфирования (α_n), определяемыми по соответствующим параметрам взаимодействия i -х конструктивных элементов с массой каждого m_i , размещенных на общем рабочем основании — вибростоле, совершаю-

щем определенные колебания по заданному закону. При совпадении собственных частот элементов системы f_{0i} с частотой внешнего периодического воздействия $f_{в}$ достигается интенсификация испытательного технологического процесса.

Имитация воздействия механических нагрузок применительно к вибрационным и виброударным испытаниям возможна различными способами:

синусоидальным воздействием с фиксированной частотой (недостаток такого воздействия сказывается при испытании объектов с различными резонансными параметрами, когда может быть вызван резонанс такого одного какого-либо конструктивного элемента);

синусоидальным воздействием с медленно меняющейся частотой в диапазоне между двумя граничными значениями, когда все конструктивные элементы и детали, подвергающиеся вибрациям, постепенно могут быть приведены в состояние резонанса;

широкополосным стохастическим воздействием (случайные вибрации), наиболее достоверно воспроизводящим условия эксплуатации, но его реализация затруднена;

узкополосным стохастическим воздействием с амплитудой, изменяющейся по случайному закону, причем в состояние резонанса может быть приведена только определенная деталь или один конструктивный элемент в многомассовой системе испытываемого объекта;

узкополосным стохастическим воздействием, средняя частота которого медленно колеблется между двумя фиксированными частотами, что позволяет воспроизвести почти все виды встречающихся на практике воздействий;

ударами или импульсами, периодически следующими друг за другом.

В каждом из рассмотренных случаев внешнее периодическое воздействие на линейную систему ИО вызывает изменение ускорений элементов конструкции ИО по синусо-

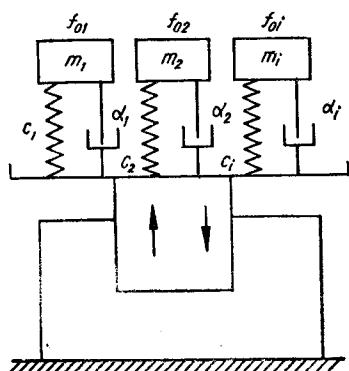


Рис. 40. Расчетная схема многомассового испытываемого объекта.

идальному закону. Исследования [24] показали, что ускорение i -й массы a_{m_i} пропорционально механическому напряжению в соответствующем упругом элементе. Это позволяет рассматривать величину a_{m_i} как нагрузку, а ускорение (a_0), вызывающее эту нагрузку, как внешнее силовое воздействие. Отношение ускорений $a_{m_i} / a_0 = A$ определяет передаточный коэффициент системы ИО. На рис. 41 пока-

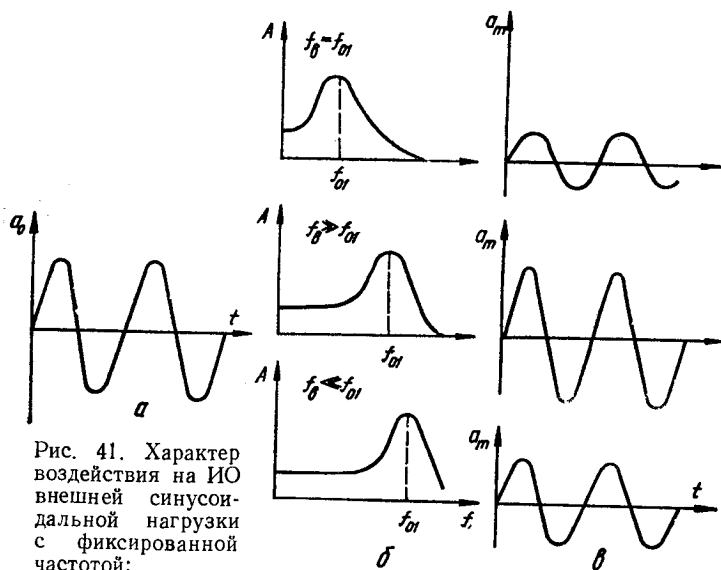


Рис. 41. Характер воздействия на ИО внешней синусоидальной нагрузки с фиксированной частотой:

a — внешнее воздействие; $б$ — зависимость передаточного коэффициента от частоты внешнего воздействия; $в$ — реакция системы.

заны примеры воздействия на ИО, представленный в виде линейной упругой системы, внешней синусоидальной нагрузки с фиксированной частотой. Наибольшие напряжения на ИО возникают при совпадении его собственной частоты f_{0i} с фиксированной частотой синусоидальной нагрузки f_0 . Соответствующее внешнее ударное или импульсное воздействие на ИО $a_0(t)$ характеризуется его длительностью τ , мало отличающейся от нуля. Реакция на такое ударное или импульсное внешнее воздействие $a_0(t)$ представляет собой зависимость $a_{m_i}(t)$, показанную на рис. 42. Процесс ударного воздействия рассматривается для $t > \tau$ — текущая реакция на удар и для $t < \tau$ — ударное

последствие. При очень низких частотах $f_0 \ll 1/\tau$ (рис. 42, б) реакция системы на удар имеет вид синусоидальных колебаний. Для частот f_0 , сравнимых с $2/\tau$ (рис. 42, д), текущая реакция системы имеет первое пиковое значение

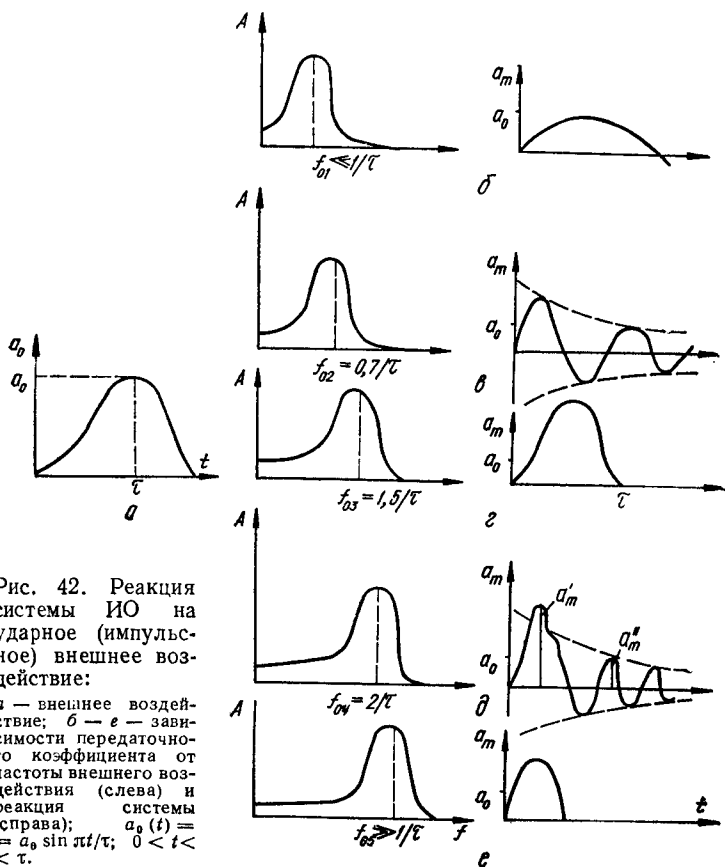


Рис. 42. Реакция системы ИО на ударное (импульсное) внешнее воздействие:

а — внешнее воздействие; б — е — зависимости передаточного коэффициента от частоты внешнего воздействия (слева) и реакция системы (справа); $a_0(t) = a_0 \sin \pi t/\tau$; $0 < t < \tau$.

ние a'_m и последствие с первым пиковым значением a''_m . Для очень высоких частот $f_0 \gg 1/\tau$ (рис. 42, е) ускорение массы $a_{m_i}(t)$ квазистатично повторяет воздействие $a_0(t)$ [24].

Для определения количественных характеристик усталостных повреждений, возникающих в ИО, необходимо установить их зависимость от числа воздействий заданных

амплитудных значений пиковых нагрузок, соответствующих ускорениям массы a_{m_i} , и критерия усталостных разрушений в элементах конструкции ИО. Полученные теоретические зависимости [24] подтверждены экспериментально. По ним можно рассчитать срок службы элементов системы ИО, подвергающегося различным внешним периодическим силовым воздействиям.

ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ

Механические испытания подразделяются по функциональному назначению на прочностные, при которых оценивается сопротивление конструктивных элементов ИО разрушению в условиях эксплуатации, и на испытания работоспособности, при которых оценивается способность ИО нормально функционировать в условиях эксплуатации. Обычно длительность испытаний работоспособности ИО меньше, чем длительность испытания прочности. На практике для испытаний работоспособности и прочности применяют обычно одинаковые методы и испытательные установки, так как непосредственной причиной возникновения повреждений и выхода из строя являются ускорения, воздействующие на конструктивные элементы ИО.

Испытание прочности производится выборочно и предназначено для определения слабых мест у ИО, возникающих вследствие повреждений элементов конструкции или усталости материала. Для уменьшения времени проведения испытаний и достижения наибольшего их соответствия эксплуатационным условиям применяют так называемый коэффициент ужесточения [24; 36]. Минимальная длительность испытаний или наименьшее число ударов обычно определяются путем теоретического анализа расчетной модели или проведением соответствующих экспериментов. ИО считают выдержавшим испытание, если после его окончания визуально не обнаруживаются механические повреждения и изменения. Испытание работоспособности может быть как выборочным, так и сплошным. Результаты испытаний считаются успешными, если ИО во время внешнего силового воздействия работает безукоризненно, в соответствии с техническими паспортными данными. Технологические испытания проводятся в процессе изготовления изделий. Задача состоит в обнаружении технологических причин преждевременного выхода из строя изделия или механических дефектов в резьбовых соединениях

и в местах холодных паек. При этих испытаниях успешно применяются воздействия малым числом ударов с небольшими ускорениями.

МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ

Методика проведения испытаний разрабатывается на основании исходных требований к работоспособности испытуемой системы (соответствию основных рабочих параметров паспортным данным) или прочности ее элементов с учетом возможности реализации методов испытаний на имеющемся испытательном оборудовании и их экономичности. Испытания на работоспособность и прочность заключаются в определении ряда свойств ИО при внешнем воздействии механических нагрузок, имитирующих реальные условия эксплуатации системы. При испытаниях на работоспособность проверяют следующие параметры: устойчивость к однократному, многократному и многократному циклическому (усталостному) нагружению. Этим испытаниям подвергаются радио- и электротехнические приборы, машины и установки, узлы и детали машин, выходящие из строя вследствие динамического и усталостного разрушения, а также ослабления зажимов и резьбовых соединений.

Выбор метода испытаний определяется объемом сведений об ИО и условиях его эксплуатации, а также наличием испытательного оборудования. Наиболее распространены два метода проведения механических испытаний: на специальном испытательном оборудовании, например при создании принудительных механических колебаний (вибраций) ИО по синусоидальному закону с фиксированной частотой; на обычном грузовом транспортном средстве при создании механических колебаний ИО по закону, определяемому рельефом дороги и скоростью транспортного средства. Однако эти способы проведения механических испытаний не всегда обеспечивают исчерпывающую информацию о свойствах ИО, а кроме того, они неэкономичны и длительны. В настоящее время разрабатываются способы проведения механических испытаний ИО, наиболее полно учитывающие реальные условия эксплуатации. Эффективность процесса испытаний определяется ускорением силового воздействия, влияние которого на ИО можно оценить на примерах синусоидальной вибрации,

ударного нагружения и стохастических вибраций. Эти внешние воздействия в свою очередь могут быть классифицированы следующим образом.

Синусоидальная вибрация: с фиксированной частотой; со ступенчато изменяющейся частотой; с плавно изменяющейся частотой; постоянной продолжительности; с постоянным числом циклов.

Ударное нагружение: отдельными ударами; серией ударов; с заданным изменением ударного импульса; виброударное.

Стохастическая вибрация: с фиксированными частотами; широкополосным или узкополосным шумом; с плавно изменяющейся частотой; плавно изменяющимся узкополосным шумом; многократным узкополосным шумом.

Возможность применения внешних воздействий определенного типа оценивается относительно исходной упрощенной линейной модели (см. рис. 40), в которую входит много конструктивных элементов с различными резонансными частотами от 10 до 100 Гц [24]. Рассмотрим наиболее характерные типы внешних воздействий. При внешнем воздействии на ИО синусоидальной вибрацией с фиксированной частотой в течение промежутка времени испытаний t_n усилие нагружения определяется виброускорением с амплитудным значением \bar{a}_0 и частотой внешнего воздействия f_B . Совпадение собственных частот f_{0i} определенного конструктивного элемента m_i с частотой внешнего воздействия f_B соответствует резонансному нагружению с ускорением a_p , значительно превышающим \bar{a}_0 . Такой способ внешнего воздействия на ИО целесообразен при известных частотах f_B , возникающих в условиях реальной эксплуатации или транспортирования.

Испытания внешним воздействием со ступенчато изменяющейся частотой рекомендуются для ИО с определенными резонансными частотами конструктивных элементов системы, по которым устанавливается последовательность ступенчатого изменения частот внешнего воздействия. Преимущество этого способа испытаний состоит в том, что они проводятся только на тех частотах, при которых конструктивные элементы ИО подвергаются наибольшей нагрузке. Недостатком метода являются определенные трудности нахождения резонансных частот для систем ИО. При плавном изменении частоты нагружения в определенном диапазоне частот каждый конструктивный элемент ИО, обла-

дующий расчетной упругостью, может оказаться в режиме резонанса.

Испытания отдельными ударами необходимо производить через значительные интервалы времени, чтобы к моменту воздействия следующего удара все амплитуды колебаний конструктивных элементов ИО уменьшались до определенной величины. Это достигается выбором соответствующего закона изменения ударного импульса. Основой для определения условий испытаний могут служить зависимости ударного ускорения от времени и вид ударного спектра.

Метод испытания ударными импульсами простых форм основывается на законах изменения возникающих при ударе ускорений

$$\frac{a_0(t)}{a_{0m}} = \begin{cases} \sin \pi t / \tau & \text{для } 0 \leq (t - \nu T_{\text{ц}}) < \tau; \\ 0 & \text{для } (t - \nu T_{\text{ц}}) > \tau; \end{cases} \quad (146)$$

$$\frac{a_0(t)}{a_{0n}} \begin{cases} t / \tau & \text{для } 0 \leq (t - \nu T_{\text{ц}}) < \tau; \\ 0 & \text{для } (t - \nu T_{\text{ц}}) > \tau, \end{cases}$$

где $T_{\text{ц}}$ — время цикла ударного воздействия; $\nu T_{\text{ц}}$ — время между двумя ударами ($\nu = 0, 1, 2, 3, \dots$ — коэффициент пропорциональности). Установлено, что время цикла ударного воздействия $T_{\text{ц}} = 1/f_{\text{уд}} = 1,5$ с. На практике применяют частоту ударов $f_{\text{уд}} = 1$ Гц. Необходимое число ударов $n_{\text{уд}}$ при испытаниях на устойчивость к многократному нагружению находится в пределах [24]

$$2,5 \cdot 10^5 / Q < t_{\text{и}} / T_{\text{ц}} = n_{\text{уд}} < 5 \cdot 10^7 / Q, \quad (147)$$

где Q — добротность ИО; $t_{\text{и}}$ — время проведения испытаний.

Обычно принимают $n_{\text{уд}} = 8000$. К преимуществам этого метода следует отнести простоту создания ударного импульса и малую продолжительность испытаний, к недостаткам — то, что на ударных испытательных установках можно реализовать лишь ограниченный набор различных форм ударных импульсов.

В последнее время в промышленности нашел применение метод испытаний воздействием на ИО ударов сложной (комплексной) формы. Метод этот прогрессивен, но не получил широкого распространения из-за больших затрат на изготовление испытательных установок, способных вос-

производить без искажения требуемую форму сложных ударных импульсов. Методы испытаний при случайных стохастических воздействиях наиболее близко отображают существующие на практике условия эксплуатации. Однако большого распространения эти методы также не получили из-за большой трудоемкости и значительных затрат на изготовление специального испытательного оборудования.

УСЛОВИЯ ИСПЫТАНИЙ

Для определения рабочих параметров при выбранном методе испытаний необходимо иметь сведения о жесткости и длительности испытаний, а также о специфических свойствах внешнего воздействия.

Жесткость испытаний находится в прямой зависимости от значения ускорения. Например, при ударном воздействии параметром, определяющим жесткость, является максимальное ударное ускорение. Длительность испытаний зависит от способа внешнего воздействия, от вида механической модели ИО и от ожидаемых условий эксплуатации.

4. Рекомендуемые режимы испытаний ударными воздействиями

Относительные пиковые ускорения \bar{a}_0/g	Длительность ударного импульса τ , мс	Число ударов n
10	16	1000 ± 10
25	6	1000 ± 10
40	6	4000 ± 10

Специфические свойства внешнего воздействия определяются, в основном, механической моделью ИО, условиями эксплуатации и техническими возможностями средств испытаний. Испытанию воздействием вибраций подвергаются приборы, устройства и соединения, которые по условиям эксплуатации должны со-

хранить работоспособность и иметь соответствующие прочностные характеристики при воздействии на них пульсирующих нагрузок. Испытания серийей ударных воздействий рекомендуется применять для воспроизведения нагрузок, которые возникают при часто повторяющихся ударах в реальных процессах эксплуатации и транспортировки ИО. Для проведения испытаний ударными воздействиями обычно рекомендуется применять полусинусоидальный удар [24]. Частота следования таких ударов должна находиться в пределах 1...3 Гц.

В табл. 4 приведены рекомендуемые режимы испытаний ударными воздействиями [24]. Ударные воздействия воспроизводят режим эпизодических ударов, имитирующих аналогичные воздействия на ИО во время эксплуатации и транспортирования.

В качестве внешнего воздействия при проведении испытаний можно использовать, кроме полусинусоидальных, пилообразные и трапециевидальные ударные импульсы. Ниже приведены рекомендуемые значения относительных (a_0 / g) пиковых ускорений и длительности действия удара (τ), в зависимости от требуемого режима испытаний:

\bar{a}_0/g	15	30	50	150	200	500	1000
$\tau, \text{мс}$	11	6,11	11,3	11,6	6,3	1	1

В процессе транспортирования, а также непосредственно при эксплуатации ИО находятся под действием механических нагрузок, которые и определяют условия эксплуатации. Цель механических испытаний ИО — проверка их стойкости к соответствующим воздействиям. Необходимо, чтобы условия испытаний в достаточной степени воспроизводили условия эксплуатации. Для правильного решения поставленной задачи производится анализ нагрузок, которым подвергаются ИО в реальных условиях работы. Например, при погрузке и выгрузке изделий преобладают одиночные удары, непосредственно на рабочем месте создаются стационарные условия эксплуатации, при транспортировании на автомобилях возникают стохастические (случайные) воздействия. При анализе условий эксплуатации решается ряд важных задач: оценка повреждающих воздействий на ИО в зависимости от различных условий эксплуатации; выбор условий испытаний, отвечающих заданным условиям эксплуатации; определение допустимых условий эксплуатации ИО, выдержавших испытания в определенных условиях.

2. ПРИМЕНЕНИЕ ВСТРЯХИВАЮЩИХ МАШИН В ЛИТЕЙНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ И В МЕТАЛЛООБРАБОТКЕ

Для приготовления формовочных и стержневых смесей в литейном производстве широко применяют вибрационные устройства, позволяющие значительно интенсифицировать процесс и достигнуть большей однородности смеси. Так, для тонкого помола кварцевого песка, огнеупорной глины, угля, кокса применяют вибрационные мельницы, производительность которых в два раза больше, чем у обычных шаровых мельниц. Частота колебаний вибратора мельниц составляет обычно 25 Гц, амплитуда колебаний помольной камеры 4—5 мм. Для просеивания сыпучих формовочных материалов применяют вибрационные сита, в качестве привода у которых в настоящее время используются дебалансные механические вибраторы [30]. Наиболее эффективный режим работы вибрационного сита обеспечивается при совпадении частоты его собственных колебаний с частотой вынужденных колебаний вибратора. Амплитуда колебаний сита обычно принимается в пределах 1—5 мм, а частота соответствует скорости вращения вала приводного электродвигателя (25...50 с⁻¹).

Физико-механические характеристики формовочной смеси (прочность, газопроницаемость, пластичность и др.) определяют способы ее уплотнения. Исходная формовочная смесь состоит из отдельных частиц кварцевого песка, покрытых оболочками связующего вещества, и пор, заполненных воздухом (аналогично порошковым огнеупорным материалам). Под воздействием внешней уплотняющей нагрузки формовочная смесь претерпевает структурные изменения, которые зависят от величины и характера приложенной нагрузки. В результате уплотнения смесь становится вязкой, упругой и более прочной, т. е. способной воспринимать внешнюю нагрузку. На первой стадии уплотнения, когда происходит сближение песчинок и ликвидация пор, смесь ведет себя как пластическое тело, а затем по мере повышения плотности происходит перераспределение смеси, скольжение одних песчинок относительно других и деформация связующих оболочек. На этой стадии смесь ведет себя как вязкое и вязко-пластическое тело [14; 30]. При дальнейшем уплотнении частицы песка приходят в соприкосновение друг с другом и смесь проявляет упругие свойства. В зависимости от нагрузки свойства фор-

мовочной смеси проявляются в разной степени, например, при давлении прессования около 0,2 МПа упругие деформации незначительны и составляют 0,2...0,3%, при давлениях прессования 2,45 МПа — 0,9...1,3, а при давлениях 24,5 МПа — возрастают до 2,0—2,5% [14; 30].

Физико-механические свойства формовочных смесей определяют условия проектирования формовочных машин с заданными рабочими параметрами. Оценка физико-механических свойств отформованных изделий производится на стандартных образцах с площадью поперечного сечения $s_0 = 19,635 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и с высотой $h_0 = 5 \text{ см}$. Прочность изделий определяется пределом прочности σ при сжатии образца разрушающим осевым усилием N_0 :

$$\sigma = N_0 / s_0, \quad (148)$$

а газопроницаемость k путем пропускания через образец расчетного объема воздуха ($W_0 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$) под давлением p за время t [30]:

$$k = W_0 h_0 / (s_0 p t). \quad (149)$$

С увеличением плотности формы повышается и ее прочность, однако снижается газопроницаемость. Плотность формы (изделия), определяющая точность и чистоту поверхности отливки, находится в пределах $(1,6...1,8) \times 10^{-3} \text{ кг/м}^3$, а исходная формовочная смесь имеет плотность $(1,1...1,25) \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$. Величина достижимой плотности зависит от способа уплотнения и конструкции формовочной машины. Различают четыре основных способа уплотнения формовочных смесей [14]: встряхивание с последующим уплотнением верхних слоев; прессование (статическое или вибрационное); комбинированный способ, сочетающий встряхивание с прессованием; пескодувный [14; 30]. Наиболее перспективными из этих способов являются встряхивание и прессование с применением встряхивания (комбинированный способ). Они относятся к виброударным технологическим процессам литейного производства.

Уплотнение формовочных смесей встряхиванием (рис. 43, а) осуществляется с помощью ВУМ, на рабочем столе которой закреплена опока 2, заполненная смесью 3. Перемещение рабочего стола 1 вверх (на высоту 40—90 мм) происходит при подаче сжатого воздуха в полость А пневмоцилиндра 4, а вниз — при соединении полости А с атмосферой. Возврат рабочего стола 1 сопровождается ударом

о станину машины (или о прокладки, установленные на станине). Уплотнение смеси происходит под действием возникающих при ударе (число ударов обычно от 20 до 40) значительных сил инерции. Неравномерность уплотнения изделия по высоте (более высокая плотность в нижней части формы) устраняется дополнительной подпрессовкой или допрессовкой сверху. Процесс уплотнения характеризуется скоростью рабочего стола и до, и после удара, жесткостью удара (жесткостью прокладок между столом

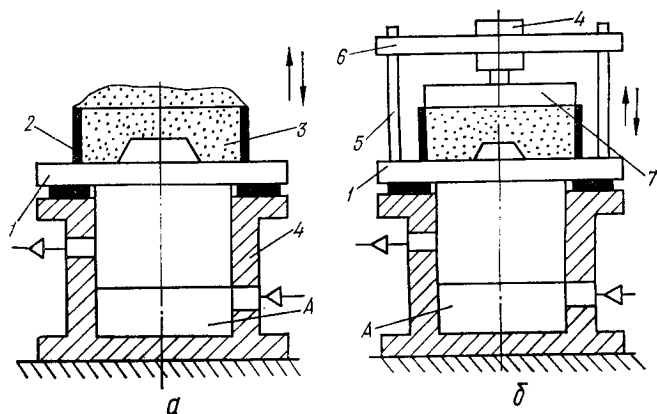


Рис. 43. Схемы уплотнения формовочных смесей:
а — встряхиванием; *б* — встряхиванием с подпрессовкой

и станиной), а также числом ударов, необходимых для достижения заданной плотности. На рис. 43, *б* представлена схема машины для встряхивающе-прессового способа уплотнения. Встряхивающий привод аналогичен показанному на рис. 43, *а*, но дополнительно снабжен приспособлением для прессования смеси, которое закреплено на рабочем столе *1* тягами *5*, соединенными траверсой *6*. На траверсе *6* смонтирован прессовый цилиндр *4*, на штоке которого установлена прессовая колодка *7* (пуансон). При подаче энергоносителя в полость цилиндра *4* происходит встряхивание опоки и одновременно с помощью прессовой колодки *7* производится допрессовка верхних слоев смеси.

На рис. 44 представлены кривые изменения плотности смеси по высоте полуформы для различных способов уплотнения. Наибольшая равномерность формы по объему достигается при комбинированном способе уплотнения. Про-

цесс уплотнения формовочных смесей на виброударном оборудовании аналогичен уплотнению огнеупорных, фарфоро-керамических и других пресс-порошков на ВУМ с гидроимпульсным приводом. В процессе уплотнения формовочных смесей способом встряхивания при ударе стола о станину скорость стола снижается до нуля, а частицы формовочной смеси по инерции продолжают перемещаться в сторону основания опоки и уплотняются. Кинетическая энергия движения стола с опокой при ударе переходит в работу уплотнения смеси, а КПД такого перехода макси-

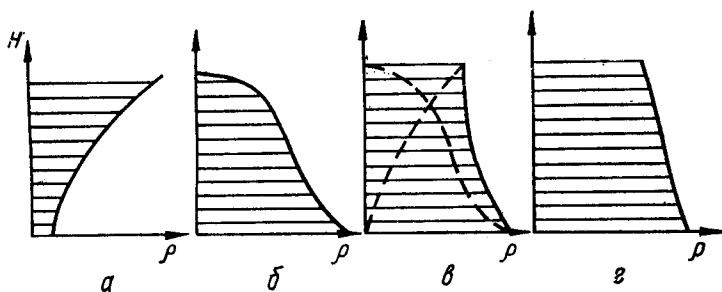


Рис. 44. Характер изменения плотности ρ изделия по высоте H полуформы при различных способах уплотнения:

a — верхнее статическое прессование; *б* — встряхивание; *в* — *г* — комбинированное.

мален при упругом ударе. Например, при ударе стола о станину (рис. 43) через мягкую резиновую прокладку (элемент с большой деформацией, соответствующей пути торможения) возникают малые инерционные силы и уплотнение смеси будет недостаточным. Жесткость прокладки c играет значительную роль в процессе уплотнения встряхиванием, что следует из зависимости для определения максимальной силы удара P_y , действующей на рабочий стол [34]:

$$P_y = \frac{v_{01} + v_{02}}{g} \sqrt{\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} c}, \quad (150)$$

где v_{01} , v_{02} — соответственно скорости движения стола и станины в начале удара (в момент касания соударяемых поверхностей); m_1 , m_2 — соответственно массы стола (с опокой и смесью) и станины; g — ускорение свободного падения.

Жесткость прокладки, в свою очередь, определяется зависимостью [14]

$$c = E_y F / h, \quad (151)$$

где E_y — модуль упругости материала прокладки; F , h — соответственно площадь и высота прокладки.

Длительность одного рабочего цикла уплотнения формы определяется частотой следования и количеством ударов, имеющих определенную энергию.

Машины для уплотнения встряхиванием формовочных смесей с пневматическим приводом имеют несложную конструкцию, и действие их основано на использовании энергии сжатого воздуха, преобразуемой в работу уплотнения смеси. По конструктивному исполнению различают встряхивающие машины без амортизации с передачей удара непосредственно на фундамент и с амортизацией, у которых одна или обе соударяемые массы снабжены упругими элементами (пружинами сжатия или пневмобаллонами), накапливающими энергию в период подачи воздуха и преобразующими ее в работу удара в момент выхлопа, что позволяет повысить мощность встряхивающих машин.

На рис. 45, *а* показана схема встряхивающей машины без амортизации, оригинальность конструкции которой заключается в способе подвода сжатого воздуха по напорной магистрали через плунжер 2 рабочего стола 1 в полость рабочего пневмоцилиндра 3. При подаче сжатого воздуха в полость пневмоцилиндра 3 плунжер 2 со столом 1 перемещается вверх и перекрывает доступ воздуха из напорной магистрали в полость пневмоцилиндра. Двигаясь по инерции, плунжер 2 обеспечивает выхлоп сжатого воздуха — соединение полости пневмоцилиндра с атмосферой по сливной линии. Перемещение стола в исходное положение под действием силы тяжести сопровождается ударом о станину и, следовательно, встряхиванием формовочной смеси. Схема встряхивающей машины с амортизацией показана на рис. 45, *б*. В конструкцию дополнительно введен промежуточный ударник 4 в виде пневмоцилиндра, подпружиненный относительно основания пружиной 5. Преимущество рассмотренной конструкции заключается в более высоком КПД удара. Схема встряхивающей машины с использованием при ударе накопленной энергии упругого возврата показана на рис. 45, *в*. При подаче энергоносителя в полость рабочего цилиндра — станины 2 — стол 1 переме-

щается вверх, сжимая пружины 6. При такой конструкции встряхивающей машины можно существенно повысить энергию удара.

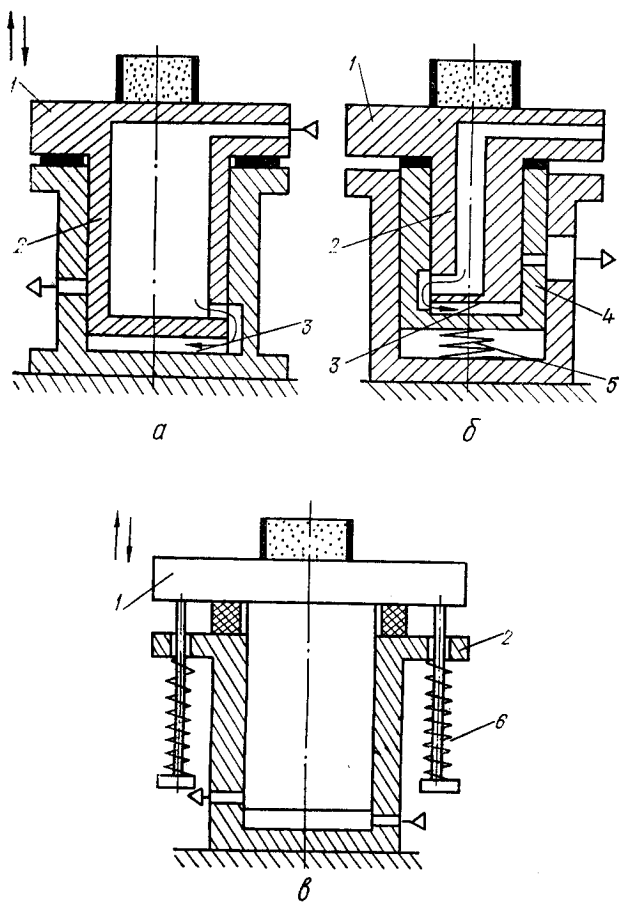


Рис. 45. Схемы встряхивающих машин:
a — без амортизации; *б* — с амортизацией; *в* — с использованием накопленной энергии упругого возврата.

Перспективно использование вибрационных методов и в металлообработке при осуществлении очистных, доделочных, шлифовально-полировальных и упрочняющих операций, обеспечивающих высокую интенсивность протека-

ния подобных технологических процессов. Механизм вибрационной обработки изделий при указанных операциях заключается в съеме мельчайших частиц металла с обрабатываемой поверхности и сглаживании микронеровностей путем их пластичного деформирования частицами абразивной или другой рабочей среды, совершающей в процессе работы колебательное движение [1].

Для осуществления вибрационной обработки в настоящее время применяются обычно механические вибраторы, которые, подобно встряхивающим машинам, совершают периодические, с заданной частотой и амплитудой, возвратно-поступательные перемещения рабочего стола, на котором закреплен контейнер с обрабатываемыми изделиями и рабочей абразивной средой (см. рис. 1, в). В конструктивном отношении эти вибрационные установки по типу привода обычно однородны, в них используются дебалансные унифицированные генераторы вибраций. Подробное изложение методов вибрационной обработки металлов и конструктивных особенностей рабочих органов соответствующих установок приведено в специальной литературе [19]. Краткий обзор этих методов обработки дает возможность провести аналогию в отношении главных движений рабочих органов различных машин, например испытательных стендов, встряхивающих устройств в литейном производстве и вибробункеров с абразивной рабочей средой. В результате анализа схем машин подобного типа можно обосновать целесообразность перехода к гидравлическому приводу, имеющему такие преимущества, как значительная передаваемая мощность и большие усилия при малых габаритных размерах, возможность плавной регулировки рабочих параметров нагружения обрабатываемого объекта и т. п. Преимуществом такого перехода является возможность унификации вибрационного и виброударного оборудования практически для всех известных вибрационных и виброударных технологических процессов в промышленности.

3. СХЕМЫ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ И ВСТРЯХИВАЮЩИХ МАШИН

Для проведения механических испытаний систем приборов, устройств и соединений широко используются вибрационные и виброударные стенды с приводами различных типов. Ниже приведены конструктивные особенности этих стендов в зависимости от типа привода:

Тип привода	Конструктивные особенности привода
Механический	Кулачковый, дебалансный, кривошипно-шатунный
Электрический	Электромагнитный, электродинамический
Пневматический	Клапанный, бесклапанный, золотниковый
Гидравлический	Пульсаторный с обратной связью по давлению: золотниковый и клапанный
Комбинированный	Гидромеханический и электрогидравлический: следящий (золотниковый и клапанный), роторный, автоколебательный, гидравлический с механической обратной связью

Общим элементом всех вибрационных и виброударных стендов для механических испытаний является рабочий стол (площадка), на котором крепится ИО. Переменные по величине и направлению внешние нагрузки на ИО создаются при изменении ускорения рабочего стола, приводимого в движение любым из перечисленных приводов. На рис. 46 показаны принципиальные схемы основных типов вибрационных и виброударных испытательных стендов.

Схемы встряхивающих машин, применяемых в литейном производстве, подобны схемам испытательных виброударных стендов и отличаются, главным образом, конструктивными элементами исполнительного рабочего органа — стола, определяемыми условиями эксплуатации. Встряхивающие машины для литейного производства обычно оснащены механическим или пневматическим приводом, однако в последние годы находят применение гидравлические встряхивающие машины, заменяющие маломощные пневматические вибраторы с грубой регулировкой основных рабочих параметров — частоты и амплитуды.

Схемы вибрационных машин для обработки деталей абразивными частицами рабочей среды, совершающими колебательные движения, соответствуют схемам испытательных вибрационных стендов. Отличие заключается только в исполнении рабочего стола — для вибрационной обработки деталей абразивными средами рабочий стол вибратора выполняется в виде контейнера или рабочей камеры, совершающей вибрационные перемещения совместно с абразивным материалом и обрабатываемыми деталями. В настоя-

щее время для таких вибрационных машин применяются механические дебалансные вибраторы, выпускаемые серийно, однако для интенсификации данных технологических процессов целесообразно перейти на более мощное, широко регулируемое по рабочим параметрам оборудование с гидроприводом.

Применение гидравлического привода предпочтительно практически для всех случаев промышленной эксплуатации

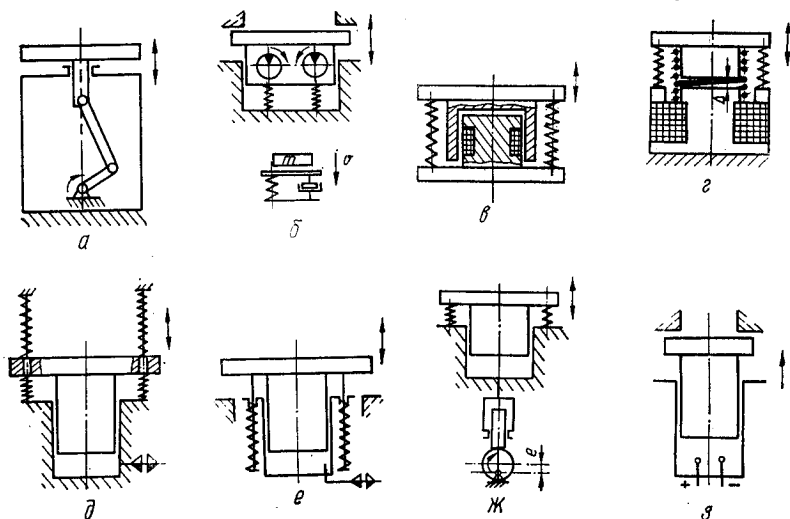


Рис. 46. Основные схемы вибрационных и виброударных испытательных стендов с различными приводами:

а, б — механическим (кривошипно-шатунным и дебалансным); в, г — электрическим (электромагнитным и электродинамическим); д, е — пневматическим (гидравлическим) на «маятниковой подвеске» и с упругим возвратом; ж, з — комбинированным (гидромеханическим и электрогидравлическим).

ВМ и ВУМ. Поэтому в дальнейшем будут рассматриваться особенности ВМ и ВУМ для испытательных стендов с гидравлическим приводом.

Гидравлическим испытательным стендом называется устройство, в котором колебания рабочего органа, выполненного в виде подпружиненного рабочего стола, возбуждаются пульсирующим потоком рабочей жидкости, управляемым специальным распределителем — клапаном-пульсатором.

Гидравлические испытательные вибрационные и виброударные стенды по своим технико-экономическим данным

соответствуют требованиям, предъявляемым к современному оборудованию по габаритным размерам, массе, возможности регулирования параметров вибраций в широком диапазоне частот, амплитуд и ускорений, что особо важно при проведении испытаний летательных аппаратов, узлов автомобилей и приборов. Благодаря повышенной удельной мощности, небольшим размерам и массе, возможности унификации, широкому диапазону регулирования вибраций, пониженному уровню шума использование гидравлических испытательных вибрационных и виброударных стендов часто оказывается наиболее целесообразным.

На этих стендах можно осуществить любые вибрационные и виброударные специально запрограммированные испытания, например, с циклическим изменением нагрузки, а также обеспечить решение практических задач, которые с применением других типов испытательных стендов решить затруднительно или невозможно.

В зависимости от способа установки клапана-пульсатора в приводе различают испытательные стенды с автономным (вынесенным) и встроенным узлом управления. Схема стенда с вынесенным узлом управления пульсацией рабочей жидкости в полости гидроцилиндра привода показана на рис. 47. Испытуемый объект 1 закрепляется на рабочем столе 2, выполненном совместно с плунжером 3 и связанным элементами упругого возврата 5 (пружинами) с корпусом гидроцилиндра 4. Рабочая жидкость подается от насоса 6 постоянной производительности в полость А гидроцилиндра 4. Клапан-пульсатор 8 автоматически при достижении заданного давления открывает доступ рабочей жидкости из полости А в сливной бак 7, а при падении давления автоматически закрывается. При подаче рабочей жидкости в полость А и увеличении давления в системе стол 2 поднимается вверх, сжимая пружины 5 упругого возврата. По достижении настроенного давления p_1 срабатывает клапан-пульсатор 8, соединяя со сливом полость А, давление в которой падает до величины $p_2 \approx p_{сл} = 0$. Плунжер 3 вместе со столом 2 опускается вниз под действием пружин упругого возврата. Далее цикл повторяется, а рабочий стол совершает колебательные периодические движения (например, пилообразные), определяемые конструкцией узла управления пульсациями клапана-пульсатора 8.

На рис. 47 показано два варианта выполнения и подключения автономного клапана-пульсатора: клапанного двухходового (рис. 47, а) и золотникового трехходового (рис. 47, б). На рис. 48 представлена схема гидравлического испытательного стенда со встроенным узлом управления пульсациями давления. Основное отличие этой схемы от автономной заключается в расположении клапана-пульсатора

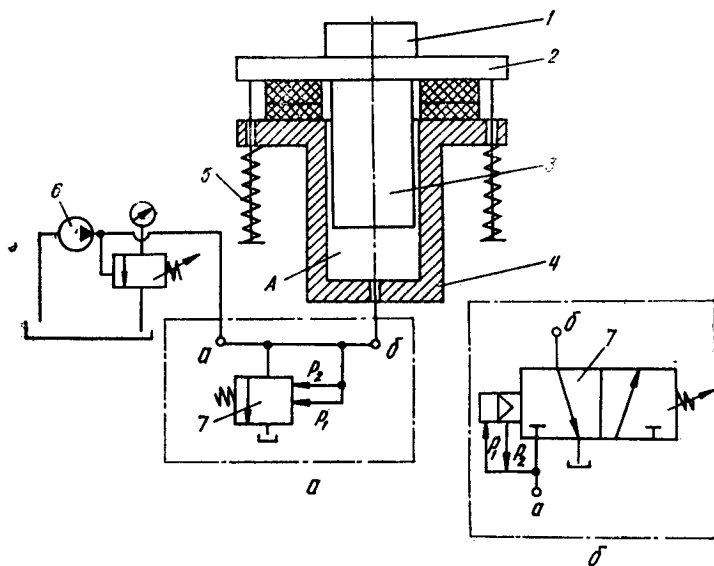


Рис. 47. Схема гидравлического испытательного стенда с вынесенным узлом управления:

а — с клапаном двухходовым клапаном-пульсатором; б — с золотниковым трехходовым клапаном-пульсатором.

сатора внутри рабочей полости гидроцилиндра или плунжера. Работа этого стенда аналогична работе стенда, показанного на рис. 47, и не требует дополнительного пояснения.]

Для испытания некоторых видов оборудования, эксплуатируемого в жестких условиях, необходимы стенды, создающие большие кратковременные силовые нагрузки, или ударные стенды. К наиболее простым установкам для создания кратковременных силовых нагрузок относятся ударные стенды со свободным падением рабочего стола и использованием кинетической энергии последнего.

На рис 49 изображена ударная система в виде рабочего стола 1 массой m_c с закрепленным на нем испытуемым объектом 2 массой $m_{ио}$, ударяющим о неподвижное основание 3, представляющее собой недемпфированную пружину с линейной характеристикой. Ударный импульс возникает, когда массы, движущиеся со скоростью $v_0 = 2gH$, затормаживаются этой пружиной (эластичным или пластичным телом). Рабочий стол 1 вместе с ИО контактирует с основанием 3 в течение времени, соответствующего полупериоду синусоидальных колебаний с частотой

$$\omega_0 = 2\pi/T = \sqrt{c/m}, \quad (152)$$

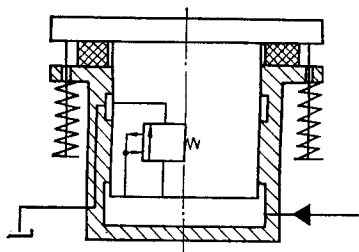


Рис. 48. Схема гидравлического испытательного стенда со встроенным узлом управления.

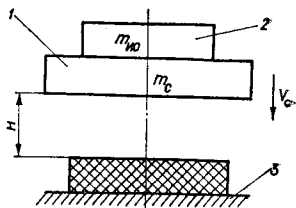


Рис. 49. Схема испытательного стенда с неподвижным основанием и недемпфированной пружиной-прокладкой.

где c — коэффициент жесткости пружины; m — масса падающего тела.

Пиковое значение ускорения a_0 зависит от собственной частоты ω_0 колебаний системы «пружина — масса» и от скорости v_0 в момент контакта падающего тела с деформируемым элементом: $a_0 = \omega_0 v_0$.

Длительность действия ударного импульса τ , т. е. промежуток времени между началом и концом ударного процесса, в данном случае соответствует половине периода T :

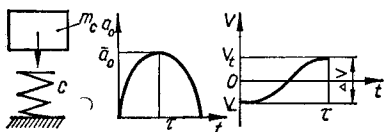
$$\tau = T/2 = \pi \sqrt{m/c}. \quad (153)$$

Процесс создания полусинусоидального ударного импульса с использованием идеальной (линейной и недемпфируемой) пружины можно представить расчетной схемой (рис. 50), на которой через v_+ и v_- обозначены скорости

отскока и соприкосновения, а через Δv — приращение скорости. Амплитуда ударного импульса [17; 34]

$$J = m \int_0^{\tau} a_0(t) dt = m\Delta v. \quad (154)$$

Для всех ударных импульсов произведение пикового значения ускорения на длительность импульса зависит только от приращения скорости в промежуток времени между соприкосновением и отскоком, а не от скорости v_0 движущейся массы, т. е.



$$\begin{aligned} a_0 \tau &= k \Delta v = \\ &= k \int_0^{\tau} a_0(t) dt, \end{aligned} \quad (155)$$

Рис. 50. Схема создания полусинусоидального ударного импульса с идеальной (недемпфированной) пружиной.

где k — коэффициент восстановления.

При упругом ударе приращение скорости равно $2v_0$ [34], а сила, действующая на испытуемый объект в момент удара,

$$P_{\text{ИЮ}}(t) = m_{\text{ИЮ}} a_0(t). \quad (156)$$

Длительность ударного импульса рабочего стола с закрепленным на нем ИЮ

$$\tau = \pi \sqrt{\frac{m_c}{c}} \sqrt{1 + \frac{m_{\text{ИЮ}}}{m_c}}. \quad (157)$$

Из выражения (157) следует, что при использовании упругих элементов с линейными характеристиками длительность импульса увеличивается с увеличением массы ИЮ и уменьшается с увеличением жесткости упругого элемента.

Упругие элементы, применяемые в ударных стендах, способны поглощать значительную энергию. Демпфирование приводит к тому, что изменение ударного импульса во времени получается несимметричным (рис. 51), а скорости соприкосновения v_- и отскока v_+ отличаются по абсолютной величине. Скорость отскока обычно меньше, а приращение скорости

$$\Delta v = kv_0, \quad 1 < k < 2. \quad (158)$$

Для резиновых прокладок можно принимать значения $k = 1,3 \dots 1,6$, а для войлочных — $k = 1,1 \dots 1,3$ [21; 34].

Схемы ударных стендов, предназначенных для создания полусинусоидальных пилообразных ударных импульсов, изображены на рис. 52.

Для получения полусинусоидального ударного импульса необходимо падение массы на недемпфированный упругий элемент с линейной характеристикой. Конструктивные исполнения ударных стендов такого типа различны. На рис.

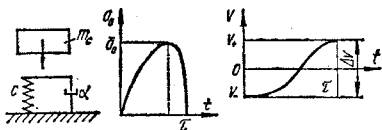


Рис. 51. Схема создания несимметричного ударного импульса с демпфированным упругим элементом.

52, а показана схема испытательного ударного стенда, состоящего из ИО 1, закрепленного на рабочем столе 2, и многослойного упругого элемента 3, о который при падении ударяется стол с ИО.

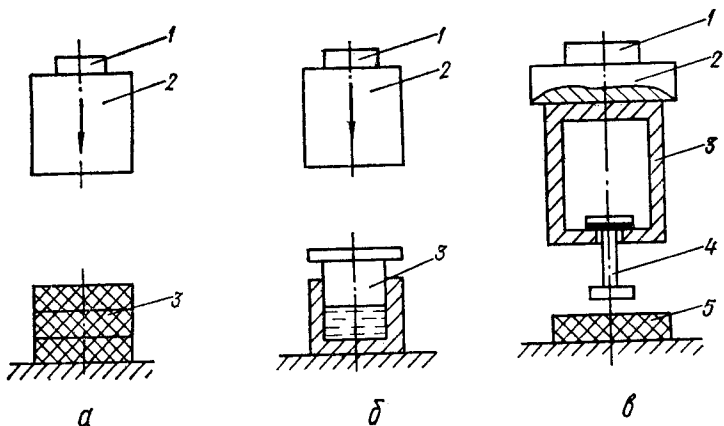


Рис. 52. Схемы ударных стендов для создания полусинусоидальных (пилообразных) ударных импульсов:

а — с многослойным упругим элементом; б — с жидкостным упругим элементом; в — со специальной прокладкой.

Упругие элементы могут быть выполнены из резины, пластмассы, войлока. При этом длительность ударных импульсов меняется в зависимости от параметров упругих элементов, определяемых габаритными размерами элементов и свойствами материала. Например, для войлочных упру-

гих элементов $\tau = 0,5 \dots 10$ мс, для резиновых и пластмассовых $\tau = 2 \dots 20$ мс [14; 17].

Для увеличения длительности импульса и получения идеального полусинусоидального удара применяют стенды с жидкостным демпфирующим элементом (рис. 52, б). Упругая реакция возникает при ударе стола 2 с ИО 1 по поршню 3 демпфирующего элемента. Упругость жидкостного элемента можно варьировать путем изменения объема жидкости в замкнутой полости демпфера.

Для получения несимметричных во времени (например, пилообразных) ударных импульсов прокладочные элементы

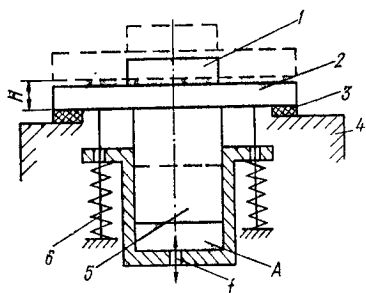


Рис. 53. Схема гидравлического виброударного стенда.

ударного стенда должны быть выполнены так, чтобы деформирующая сила при определенном значении деформации мгновенно снижалась до нуля. Принцип действия ударного стенда с такой прокладкой показан на рис. 52, в. Стол 2 с ИО 1 закрепляется на цилиндре 3, полость которого заполнена газом. Свободному выходу газа препятствует верхний диск поршня 4, соприкасающийся при ударе с прокладкой 5.

Когда поршень 4 ударяется о прокладку 5, сила удара превышает силу, прижимающую диск поршня к уплотняющей поверхности, благодаря чему он приподнимается, а давление газа в цилиндре 3 падает. Передача усилия посредством сжимаемого газа на ИО нарушается, и последний без дополнительного ускорения перемещается вниз. Нарастание пилообразного ударного импульса определяется пиковым ускорением, зависящим от величины избыточного давления газа в цилиндре.

Схема гидравлического виброударного испытательного стенда показана на рис. 53. Ударный импульс на рабочем столе 2 с ИО 1 создается при обратном ходе плунжера 5 под воздействием пружин 6 и при открытом на слив клапане-пульсаторе (на схеме не показан) в момент соударения заплечиков стола 2 с прокладкой 3, закрепленной на станине 4. Гидравлический ударный вибростенд может обеспечивать испытания одиночными ударами или серией ударов в зависимости от условий эксплуатации ИО. Для

определения времени возврата t рабочего стола 2 в исходное положение при максимальном ходе вверх H можно воспользоваться зависимостью

$$t = \frac{FH}{ks\sqrt{\Delta p}}, \quad (159)$$

где F — площадь поперечного сечения плунжера 5; s — площадь условного проходного сечения жидкости в линии слива из полости A ; k — коэффициент расхода жидкости (в СИ $k = 0,033$); Δp — перепад давления между полостью гидроцилиндра A и линией слива. Для приближенных расчетов можно принять $\Delta p = (p_{\max} - p_{\min}) / 2$.

При испытаниях различной гидроаппаратуры, гидроарматуры и насосов в производственных условиях проводится проверка их по времени наработки на отказ (ресурс). Из экономических соображений целесообразно сокращать длительность этих испыта-

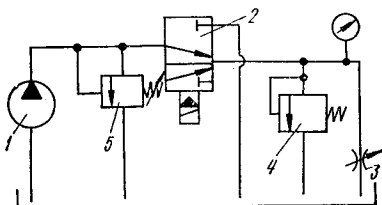


Рис. 54. Схема гидростенда для создания пульсирующей нагрузки.

ний, что достигается за счет увеличения уровня нагрузок, налагаемых на объект испытаний. При этом следует соблюдать эквивалентность результатов испытаний при сокращенном и требуемом времени их проведения.

Одной из основных характеристик надежности работы насосов, гидроарматуры и гидроаппаратуры является распределение по времени наработки на отказ. Для проведения испытаний гидрооборудования, выпускаемого серийно, применяются специальные стенды, воспроизводящие пульсирующую или циклическую нагрузку на ИО. Схема такого испытательного стенда показана на рис. 54. Испытуемый насос 1 создает поток рабочей жидкости, управляемый золотником 2, который переключается от реле времени с нагружающим устройством в виде дросселя 3 и переливного клапана 4. Предохранительный клапан 5 (нормально закрытый) является контрольным или аварийным устройством. Такой испытательный стенд обеспечивает только низкую частоту нагружения — практически не более 0,5... ..1 Гц, имеет малую эксплуатационную надежность электрогидравлических элементов управления, особенно при

длительных испытаниях на износостойкость в течение 3...10 тыс. ч. Кроме того, длительность испытаний на таких стендах может оказаться недопустимо большой. Указанных недостатков нет в испытательных стендах со специальным элементом управления — клапаном-пульсатором с обратной связью по давлению (рис. 55).

Специальные клапаны-пульсаторы обеспечивают заданные условия нагружения испытуемого объекта с большими усилиями в широком диапазоне изменения частоты и характера пульсаций давления в гидросистеме. При этом схема, показанная на рис. 54, значительно упрощается, так как функции управления циклической нагрузкой, выполняемые ранее электромагнитным золотником с реле времени, переливным клапаном и дросселем, в схеме по рис. 55 осуществляются с помощью одного клапана-пульсатора.

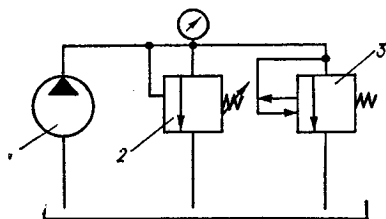


Рис. 55. Схема вибростенда с клапаном-пульсатором:

1 — испытуемый насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — клапан-пульсатор.

быть различными и дают возможность получить практически любой режим нагружения ИО благодаря изменению давления подводимой жидкости по заданному закону. Частоту пульсаций давления в гидросистеме можно значительно увеличить, что позволит сократить время испытаний. Теоретически максимальная частота нагружений, которую можно получить на таком стенде, определяется подачей насоса и податливостью гидросистемы:

$$f = \alpha_0 Q_n / (p \beta_c W_c), \quad (160)$$

где α_0 — коэффициент, учитывающий время сброса давления; Q_n — подача насоса (обычно $Q_n \approx \text{const}$); p — давление жидкости в гидросистеме; β_c — коэффициент податливости гидросистемы; W_c — рабочий объем жидкости в гидросистеме.

Применение испытательных стендов со специальными клапанами-пульсаторами позволяет расширить пределы регулирования рабочих режимов нагружения при высокой эксплуатационной надежности. Описанные испытательные

стенды могут найти широкое применение в заводских лабораториях при промышленных испытаниях разнообразного гидрооборудования, что позволит значительно уменьшить время проведения испытаний и повысить их эффективность.

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ И ВСТРЯХИВАЮЩИХ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

Проектирование ВУМ базируется на классической теории удара [34], с точки зрения которой можно оценить явления, возникающие при столкновении тел с полным или частичным переходом их кинетической энергии в энергию деформации*. Взаимодействие тел при ударе характеризуется моментом встречи (началом удара) и моментом прекращения соприкосновения (концом удара). Интервал времени между началом и концом удара соответствует продолжительности удара τ . К моменту начала удара подвижные тела, приведенная масса которых равна m_{np} , перемещающиеся со скоростью v , приобретают запас кинетической энергии

$$A_3 = \frac{m_{np}v^2}{2} = \int_0^h P(h) dh, \quad (161)$$

где h — ход подвижных тел до удара; $P(h)$ — переменная результирующая сила, действующая на подвижные тела в период разгона.

Применительно к ВУМ, у которых станина (m_2) практически неподвижна, а рабочий стол (m_1) разгоняется до скорости v_{-1} под действием энергии, накопленной в пружинах возврата, запас кинетической энергии подвижной массы m_1 к моменту начала удара определяется аналогично выражению (161):

$$A_3 = m_1v_{-1}^2/2. \quad (162)$$

Согласно закону сохранения количества движения в момент соударения масс m_1 и m_2

$$m_1v_1 + m_2v_2 = m_1v_1 + m_2v_2, \quad (163)$$

* Исследование малогабаритных вибростендов и разработка методики их проектирования выполнены совместно с Вирным Н. Н.

где v_{-1} и v_{-2} — соответственно скорости масс m_1 и m_2 до удара; v_1 и v_2 — скорости масс m_1 и m_2 после удара.

Следовательно, определяющим критерием ударного процесса может служить коэффициент восстановления удара [20; 34]

$$\lambda = v_2 - v_1 / (v_{-1} - v_{-2}), \quad (164)$$

с учетом которого для проектных расчетов виброударных стендов (при $v_{-1} = 0$) рекомендуется использовать выражение (163) в виде

$$v_1 = \frac{m_1 - \lambda m_2}{m_1 + m_2} v_{-1} \quad (165)$$

или

$$v_2 = \frac{m_1(1 + \lambda)}{m_1 + m_2} v_{-1}. \quad (166)$$

Для рассматриваемого типа ВУМ полезная энергия, определяющая действующее на объект обработки усилие, соответствует отраженной кинетической энергии $A_{отр}$ подвижных частей стола и станины в конце удара. В общем случае

$$A_{отр} = A_1 + A_2 = \frac{m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2}{2} \quad (167)$$

или, с учетом выражений (162), (165) и (166),

$$A_{отр} = \frac{m_1 + m_2 \lambda}{m_1 + m_2} A_3. \quad (168)$$

Следовательно, отраженная кинетическая энергия зависит от коэффициента восстановления λ и соотношения масс $m_1 / m_2 = q$. По аналогии с выражением (78), но с учетом коэффициента восстановления λ выражение (168) преобразуется к виду

$$A_{отр} = \frac{q + \lambda^2}{q + 1} A_3. \quad (169)$$

В зависимости от значения λ различают удар вполне упругий ($\lambda = 1$), не вполне упругий ($0 < \lambda < 1$) и неупругий ($\lambda = 0$). Наиболее эффективна работа ВУМ при $\lambda = 1$ и $q \rightarrow 0$, когда весь запас кинетической энергии A_3 преобразуется в полезную энергию отражения. При этом обеспечиваются максимальные ускорения на обрабатываемом объекте благодаря изменению направления вектора скоро-

сти \vec{v}_{-1} (за время удара τ) на противоположное (\vec{v}_1) и соблюдению условия $|v_{-1}| = |v_1|$: приращение $\Delta v = 2v_{-1}$ и ускорение $a = \Delta v \tau = 2v_{-1}\tau$.

На рис. 56 изображены графики использования отраженной кинетической энергии $A_{отр}$ подвижных частей вибростендов с неподвижной станиной в процентном отношении к запасу их кинетической энергии A_3 к моменту удара. На практике коэффициент восстановления редко превышает 0,5, поэтому на графике штриховыми линиями выделена область реальной работы вибростендов. Для оценки использования энергии подвижных частей стола вибростенда (в общем случае встречного движения масс) можно руководствоваться

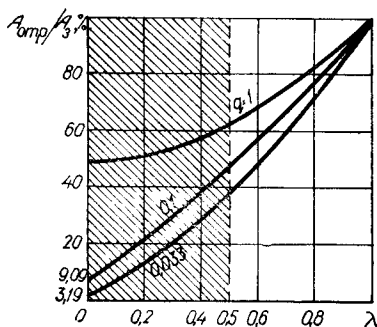


Рис. 56. График использования отраженной кинетической энергии $A_{отр}$ по отношению к запасу кинетической энергии A_3 в зависимости от параметров удара q, λ (заштрихована реальная область работы вибростендов).

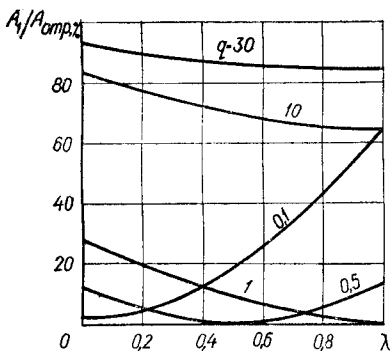


Рис. 57. График использования полезной отраженной энергии стола (A_1) по отношению к общей отраженной энергии ($A_{отр}$) в зависимости от параметров удара q, λ .

графиками на рис. 57, где показано, что величина полезной отраженной энергии стола A_1 по отношению к общей отраженной энергии $A_{отр}$ зависит не только от коэффициента соотношения масс q , но и от коэффициента восстановления λ , который можно изменить в процессе эксплуатации за счет использования промежуточных сменных прокладок между столом и основанием вибростенда.

При эксплуатационных расчетах вибростендов важно соблюдать условие

$$\tau/T_c < 3..5, \quad (170)$$

где T_c — период собственных колебаний системы ВУМ.

При соблюдении этого условия (170) обеспечивается затухание собственных колебаний системы до момента начала следующего удара.

На рис. 58, а показана расчетная схема виброударного стенда, у которого станина 5 массой m_2 расположена на упругих амортизирующих элементах 6 с суммарной жесткостью c_c , а подвижное рабочее звено, состоящее из плунжера 3, стола 2 и обрабатываемого объекта 1, с приведен-

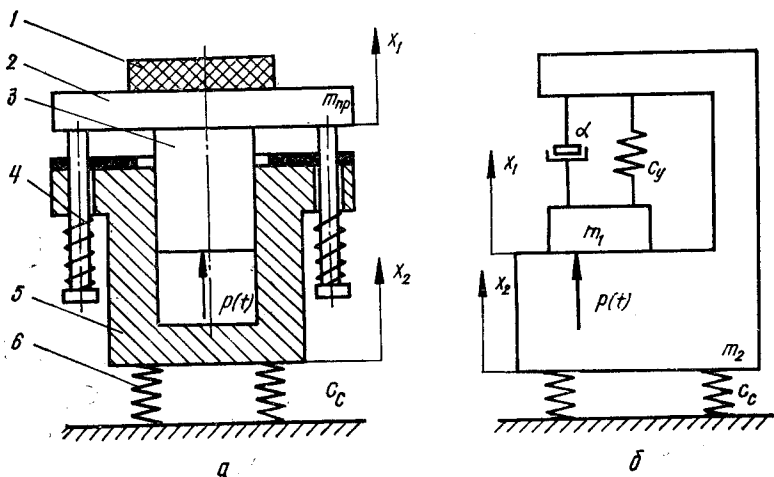


Рис. 58. Расчетная двухмассовая схема виброударного стенда: а — конструкция; б — модель.

ной массой $m_{пр} = m_1$ связано со станиной элементами упругого возврата 4 с суммарной жесткостью c_y . На плунжер 3 со стороны рабочей жидкости в полости гидроцилиндра действует усилие $P(t) = p(t)F$, изменяющееся по заданному периодическому закону. Пружины упругого возврата предварительно сжаты на величину $c_y x_{01}$, а между подвижными элементами стенда возникают силы вязкого трения $\alpha(x_1 - x_2)$, препятствующие их относительному перемещению. Упрощенная расчетная схема (модель) такого виброударного стенда показана на рис. 58, б, где x_1 и x_2 — соответственно текущие координаты перемещения масс m_1 и m_2 ; x_{01} — предварительная деформация элементов упругого возврата; α — коэффициент вязкого трения; $p(t)$ —

текущее значение давления в полости гидроцилиндра; F — площадь плунжера.

Изучение особенностей динамики срабатывания виброударного стенда на основании двухмассовой расчетной схемы не всегда целесообразно, в частности, для малогабаритных вибростендов, у которых станина жестко крепится на основании — неподвижном фундаменте, образуя тело массой $m_{с. пр}$. Для малогабаритных вибростендов всегда соблюдается условие $m_{с. пр} \gg m_{пр}$, что позволяет значительно упростить схему и представить ее в виде одномассовой системы (рис. 59). Для составления математической модели малогабаритного вибростенда по расчетной схеме принимаются следующие допущения: приведенная масса подвижных частей вибростенда $m_{пр} = m$ является абсолютно твердым телом; волновые явления в среде энергоносителя не учитываются; из всех элементов рабочего цикла вибростенда (ход плунжера вверх, срабатывание клапана-пульсатора, ход плунжера вниз и удар) рассматривается только ход плунжера вниз до момента начала удара.

При таких допущениях можно с достаточной степенью точности прогнозировать рабочие ударные нагрузки и кинематические параметры привода малогабаритных вибростендов по аналитическим зависимостям $x = f(t)$, $\dot{x} = f_1(t)$, $\ddot{x} = f_2(t)$. Упрощенная одномассовая расчетная схема малогабаритного вибростенда представлена в двух характерных положениях приведенной массы $m_{пр}$ подвижных частей: исходное положение (рис. 59, а) в момент хода массы m вверх под действием усилия $P(t)$ (соответствует положению массы m в момент начала удара о неподвижную станину); крайнее верхнее положение (рис. 59, б) перед началом обратного хода массы m , соответствующее максимальному запасу потенциальной энергии подвижных частей при условии

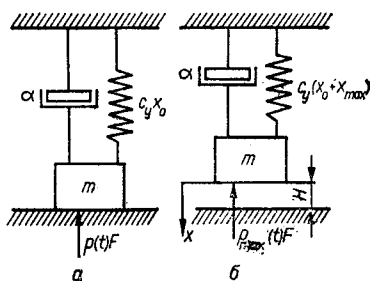


Рис. 59. Упрощенная одномассовая расчетная схема виброударного стенда: а — в исходном положении; б — в крайнем верхнем положении.

исходное положение (рис. 59, а) в момент хода массы m вверх под действием усилия $P(t)$ (соответствует положению массы m в момент начала удара о неподвижную станину); крайнее верхнее положение (рис. 59, б) перед началом обратного хода массы m , соответствующее максимальному запасу потенциальной энергии подвижных частей при условии

исходное положение (рис. 59, а) в момент хода массы m вверх под действием усилия $P(t)$ (соответствует положению массы m в момент начала удара о неподвижную станину); крайнее верхнее положение (рис. 59, б) перед началом обратного хода массы m , соответствующее максимальному запасу потенциальной энергии подвижных частей при условии

$$p(t)_{\max} F = c_{упр} (x_0 + x_{\max}), \quad (171)$$

где $p(t)_{\max}$ — максимальное значение давления в полости гидроцилиндра; x_0 — деформация пружин упругого звена при предварительном натяге; x_{\max} — величина максимального смещения подвижных частей.

Перемещению подвижных частей массой m вниз препятствуют сила вязкого трения

$$A_{\text{тр}} = \alpha \dot{x} \quad (172)$$

и сила подпора, определяемая перепадом давления между полостью гидроцилиндра и слива,

$$P_{\text{под}} = \Delta p F. \quad (173)$$

Уравнение баланса расходов жидкости из полости рабочего гидроцилиндра на слив записывается в виде

$$Q_{\text{сл}} = Q_{\text{н}} + F \dot{x}, \quad (174)$$

где $Q_{\text{н}}$ — подача насоса привода ($Q_{\text{н}} = \text{const}$).

При коротком сливном трубопроводе можно считать $p_{\text{сл}} = 0$, тогда перепад давлений, при условии релейности срабатывания клапана-пульсатора и без учета сжимаемости рабочей жидкости,

$$\Delta p = \frac{Q_{\text{сл}}^2}{k_{\text{кл}}^2 s_{\text{кл}}^2} = \frac{(Q_{\text{н}} + F \dot{x})^2}{k_{\text{кл}}^2 s_{\text{кл}}^2}, \quad (175)$$

где $k_{\text{кл}}$ — коэффициент расхода жидкости в клапане; $s_{\text{кл}}$ — площадь проходного сечения клапана, определяемая по условному проходу d_y .

С учетом действующих на подвижные части вибростенда (массой m) сил уравнение движения можно записать в виде

$$m \ddot{x} + \alpha \dot{x} + \Delta p F = c_y (x_0 + x_{\max} - x) + mg. \quad (176)$$

После введения обозначений

$$\frac{F}{mk_{\text{кл}}^2 s_{\text{кл}}^2} = \chi; \quad 2Q_{\text{н}} \chi F = \beta; \quad \beta + \frac{\alpha}{m} = a; \quad Q_{\text{н}}^2 \chi = \gamma; \\ \frac{c}{m} = \xi; \quad \gamma + \xi (x_0 + x_{\max}) + g = A \quad (177)$$

выражение (176) преобразуется к виду

$$\ddot{x} + \chi \dot{x}^2 + a \dot{x} + \xi x = A. \quad (178)$$

Нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка (178) после замены переменной

$$y = x + \frac{A}{\xi}; \quad \frac{dx}{dt} = \frac{dy}{dt}; \quad \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d^2y}{dt^2}$$

и понижения порядка последней путем введения подстановки

$$\dot{y} = u \text{ и } \ddot{y} = u \frac{du}{dy}$$

преобразуется к уравнению Абеля второго рода, которое допускает решение в квадратурах только в отдельных случаях:

$$u \frac{du}{dy} + \chi u^2 + au + \xi y = 0. \quad (179)$$

В общем случае для решения уравнения (179) можно использовать приближенные методы численного интегрирования, например, метод Рунге—Кутты с применением ЭЦВМ. Для проведения проектных расчетов такой способ решения связан с рядом определенных трудностей. Как показал анализ результатов экспериментального исследования малогабаритных вибростендов при работе в ударном режиме нагружения, возможна линейризация переменной Δp при достаточно большом значении d_y клапана-пульсатора (на рис. 60 — изменение давления в полости гидроцилиндра на участке ab):

$$\Delta p = p_{\max} - \varphi t, \quad (180)$$

где φ — коэффициент наклона линейризованного участка ab кривой к оси t ($\varphi = \operatorname{tg} \alpha$), определяемый экспериментально.

После линейризации исходное уравнение движения подвижных частей вибростенда (176) можно представить в виде

$$\ddot{x} + b\dot{x} + rx = Nt + M, \quad (181)$$

где

$$\frac{\alpha}{m} = b; \quad \frac{c}{m} = r; \quad \frac{\varphi F}{m} = N; \quad \frac{mg + p_{\max} F + c(x_0 + x_{\max})}{m} = M.$$

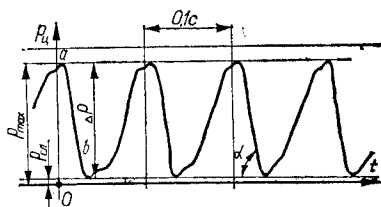


Рис. 60. Оциллограмма изменения давления ($p_{ц}$) в полости гидроцилиндра.

Решение уравнения (181) в общем виде известно:

$$x = e^{-0,5bt} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + Nt + M, \quad (182)$$

где C_1, C_2 — постоянные интегрирования.

Пример 2. Проанализируем характер перемещения подвижных частей вибростенда вниз для конкретных значений параметров системы: $m = 20$ кг; $\alpha = 2 \cdot 10^{-2}$ Нс/м; $c = 8 \cdot 10^5$ Н/м; $g = 9,81$ м/с²; $F = 20 \cdot 10^{-4}$ м²; $Q_H = 0,23 \cdot 10^{-2}$ м³/с; $x_0 = 5 \cdot 10^{-2}$ м; $x_{\max} = 0,5 \times 10^{-2}$ м; $p_{\max} = 12$ МПа.

После подстановки этих значений в уравнение (181) получим линейное дифференциальное уравнение

$$\ddot{x} + 10\dot{x} + 4 \cdot 10^4 x = 12 \cdot 10^{-6} t + 1009,8, \quad (183)$$

общее решение которого

$$x = e^{-5t} (C_1 \cos 199,99t + C_2 \sin 199,99t). \quad (184)$$

Частное решение выражения (183) находим в виде многочлена $x^* = Nt + M$, у которого $dx^*/dt = N$; $d^2x^*/dt^2 = 0$. Подставляя в уравнение (183) значения x^* , \dot{x}^* и \ddot{x}^* , получаем систему уравнений для определения коэффициентов N и M :

$$\begin{cases} 10N + 40\,000M = 1009,8; \\ 40\,000N = 12 \cdot 10^{-6}, \end{cases} \quad (185)$$

откуда $N = 3 \cdot 10^{-8}$; $M = 25 \cdot 10^{-8}$.

Тогда в общем виде решение выражения (181) (при условии $N > 0$, так как $M \gg N$) будет таким:

$$x = e^{-5t} (C_1 \cos 199,99t + C_2 \sin 199,99t) + 0,025. \quad (186)$$

Последовательно дифференцируя выражение (186) и подставляя начальные условия, определяем постоянные интегрирования C_1 и C_2 и конечные выражения для dx/dt и d^2x/dt^2 .

Скорость перемещения подвижных частей вниз

$$\frac{dx}{dt} = e^{-5t} [(-5C_1 + 199,99C_2) \cos 199,99t - (199,99C_1 + 5C_2) \sin 199,99t]. \quad (187)$$

Значения постоянных интегрирования C_1 и C_2 при начальных условиях $t_0 = 0$; $x_0 = 0$; $dx/dt = 0$ находятся при решении системы уравнений

$$\begin{cases} C_1 + 0,025 = 0; \\ -5C_1 + 199,99C_2 = 0, \end{cases} \quad (188)$$

откуда $C_1 = -0,025$; $C_2 = -0,625 \cdot 10^{-3}$.

Подставляя значения C_1 и C_2 в выражения (186) и (187), получаем расчетные зависимости для определения текущих значений перемещения и скорости подвижных частей вибростенда:

$$x = e^{-5t} (-0,025 \cos 199,99t - 0,625 \cdot 10^{-3} \sin 199,99t) + 0,025; \quad (189)$$

$$dx/dt = 5e^{-5t} \sin 199,99t. \quad (190)$$

Дифференцируя выражение (190), получаем зависимость для определения ускорений подвижных масс:

$$d^2x/dt^2 = e^{-5t} (-25 \sin 199,99t + 999,5 \cos 199,99t). \quad (191)$$

Время, соответствующее максимальному значению скорости, можно определить из выражения (190) при $\sin 199,99t = 1$ или $199,99t = \pi/2 + 2\pi n$, где n — любое действительное число. При $n = 0$ и $199,99t = 1,57$ время $t = 8 \cdot 10^{-3}$ с. Тогда максимальная скорость $dx/dt = 5e^{-5 \cdot 0,008} = 4,8$ м/с.

5. НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ И ВСТРЯХИВАЮЩИХ МАШИН

Возможность обеспечения значительных усилий (грузоподъемности) на плунжере привода короткоходовых возвратно-поступательных перемещений рабочего органа — стола, контейнера, платформы — при минимальных габаритных размерах машины определила одно из главных направлений развития вибрационного и виброударного оборудования, по назначению аналогичного встряхивающим машинам, испытательным стендам и т. п. Этим направлением является создание малогабаритных ВМ и ВУМ со встроенными элементами управления гидроприводом возвратно-поступательного перемещения рабочего органа.

Развитие подобного оборудования, условно названного вибростендами, шло в двух направлениях, определенных принципом действия применяемого узла управления гидроприводом: с обратной связью по давлению; с зазором в цепи жесткой обратной связи по перемещению рабочего органа.

Схема вибростенда со встроенным в цилиндр или в основание двухходовым двухпозиционным клапаном-пульсатором показана на рис. 48. Для вибростенда со встроенным трехходовым двухпозиционным клапаном-пульсатором принципиальная схема аналогична изображенной на рис. 47, б, причем узел управления в этом случае встраивается обычно в нижний торец основания, выполняющего одновременно функции рабочего гидроцилиндра.

Для объяснения всех конструкций вибростендов с узлом управления, выполненным с зазором в цепи жесткой обратной связи по перемещению рабочего органа, можно использовать схему, показанную на рис. 61. Полость *A* рабочего гидроцилиндра (основания) *2* постоянно соединена с напорной магистралью, а от слива полость *A* отделена запорным герметизирующим элементом *4*, имеющим шток *5*, который пропущен в осевой расточке плунжера (стола) *1*. На конце штока *5* выполняется резьба, на которую навинчивается регулировочная гайка *6* с зазором Δ между нижним торцом гайки и внутренней поверхностью основания расточки плунжера. При повышении давления в полости *A* плунжер *1* начинает перемещаться вверх, вследствие чего уменьшается зазор Δ и сжимаются пружины упругого возврата *3*. В момент, когда зазор $\Delta = 0$, плунжер *1* сдергивает запорный элемент *4* с седла и полость *A* соединяется со сливом, причем, перемещаясь вверх по инерции, плунжер *1* обеспечивает достаточное открытие запорного эле-

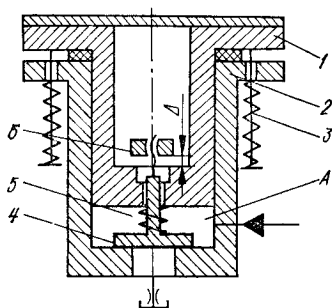


Рис. 61. Схема вибростенда, управляемого при помощи зазора в цепи жесткой обратной связи.

мента *4*, при котором на последний начинает действовать усилие подъема, удерживающее его в открытом положении за счет разности площадей поверхностей запорного элемента. Когда давление в полости *A* уменьшится и усилие пружины запорного элемента *4* превысит усилие его подъема, последний возвратится в исходное положение и рабочий цикл повторится.

Для оценки состояния развития малогабаритных вибростендов с гидроприводом и возможности их практического использования в промышленности достаточно проанализировать работоспособность известных конструкций, проверенных в эксплуатации. На рис. 62 показаны схемы вибростендов с элементами управления, в которых используется обратная связь по давлению. Для обеспечения высокочастотных рабочих режимов нагружения, например при проведении механических испытаний на работоспособ-

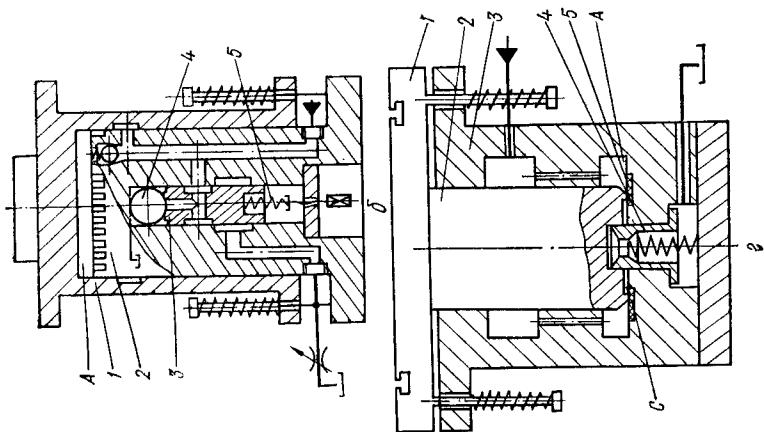
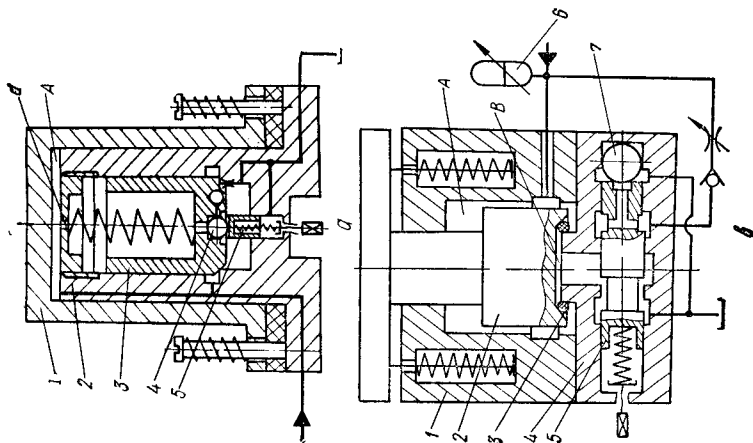


Рис. 62. Схемы малогабаритных вибростендов с обратной связью по давлению:
а — высокочастотный; *б* — ударный; *в* — импульсный; *г* — бесклапанный.



ность, под воздействием циклических нагрузок, можно рекомендовать конструкцию, показанную на рис. 62, а. В этом высокочастотном вибростенде имеется двухкаскадный элемент управления гидроприводом возвратно-поступательных перемещений рабочего органа 1, который встроен в основание 2. При достижении в гидросистеме настроенного давления, определяемого усилием прижима шарика 4 к седлу пружиной 5, происходит отрыв шарика от седла. Полость над клапаном 3 стаканного типа соединяется со сливом, а перепад давлений на дроссельном отверстии d обеспечивает подхват и открытие клапана 3, что позволяет соединить напорную магистраль и полость А со сливом. Рабочий орган 1 под действием элементов упругого возврата занимает исходное положение, шарик 4 прижимается пружиной 5 к седлу, клапан 3 перекрывает доступ жидкости из напорной магистрали на слив. При дальнейшем повышении давления в гидросистеме цикл повторится. Высокочастотный вибростенд можно рекомендовать также для привода устройств со специальными контейнерами, заполненными абразивной средой, в которую помещаются обрабатываемые изделия.

Схема ударного вибростенда со встроенным золотниковым элементом управления показана на рис. 62, б. Ударный вибростенд рекомендуется, главным образом, для воспроизведения регулируемых по величине ударных динамических нагрузок на ИО. Ударные нагрузки на ИО генерируются при торможении рабочего стола 1 в момент обратного хода и образования замкнутой полости А, что сопровождается возникновением в последней ударного давления. Принцип действия ударного вибростенда заключается в перемещении вверх рабочего стола 1 с ИО при повышении давления в гидросистеме и в накоплении элементами упругого возврата потенциальной энергии для обратного хода. Максимальное давление в гидросистеме определяется усилием затяжки настроечной пружины 5 срабатывания золотника 3 с Т-образным клапаном, прижатого верхним торцом к шарикам 4. Перемещение золотника 3 вниз обеспечит соединение напорной магистрали гидросистемы и полости А, через лыски на торце плунжера 2 и кольцевую проточку, со сливом. Рабочий стол 1 под действием пружин упругого возврата и собственной массы подвижных частей совершает обратный ход, в конце которого над верхним торцом плунжера (основания) 2 образуется замкнутая полость.

Кинетическая энергия рабочего стола 1 и потенциальная энергия пружин преобразуется в упругую энергию сжимаемой жидкости. Создаваемое при этом ударное давление сообщает дополнительное рабочее усилие столу 1 и предотвращает непосредственное соударение последнего с плунжером 2. Регулировка рабочих параметров ударного вибростенда осуществляется с помощью дросселя, установленного в сливной магистрали.

Импульсный вибростенд (рис. 62, в) предназначен для создания кратковременных периодических нагрузок на дифференциальном плунжере 2 рабочего стола, что обеспечивает значительные мгновенные мощности в момент разрядки одноходового аккумулятора 6 в полость гидроцилиндра (основания) 1. Благодаря возможности обеспечения таких вибрационных и виброударных нагрузок импульсный вибростенд можно рекомендовать для применения в различных встряхивающих, формовочных и испытательных машинах. Управление гидроимпульсным приводом вибростенда осуществляется встроенным золотником 5 (конструкция и принцип действия аналогичны описанным для золотника управления на рис. 62, б), взаимодействующим с шариком 7. При достижении в гидросистеме расчетного настроенного давления золотник 5 перемещается влево и открывает доступ жидкости из напорной магистрали в полость В, отделяя одновременно последнюю от слива. При этом нарушается условие устойчивой посадки дифференциального плунжера 2 на герметизирующее кольцо за счет выравнивания давлений в полостях А и В. На плунжер 2 начинает действовать мгновенно возросшая и направленная вверх сила, соответствующая импульсному увеличению рабочей нагрузки на объекте обработки. При обратном ходе рабочего стола под действием сил тяжести и энергии, накопленной элементами упругого возврата, на вибростенде можно генерировать также ударные нагрузки при соударении стола и основания.

Наиболее простая конструкция бесклапанного вибростенда показана на рис. 62, г. Ее можно рекомендовать в качестве привода любой встряхивающей или испытательной машины, работающей в узком диапазоне регулирования рабочих режимов нагружения. Управление возвратно-поступательными перемещениями рабочего стола 1 обеспечивается благодаря наличию фаски на конце плунжера 2, соприкасающейся с упругим кольцом 4, и подпружиненной

цилиндрической втулки 5. Последовательность работы вибростенда соответствует трем этапам перемещения плунжера 2: ↓

начало движения, соответствующее достижению давления $p_{н.д}$ в гидросистеме и созданию усилия на фаске плунжера 2, превышающего усилие затяжки пружин упругого возврата и сил тяжести рабочего звена машины;

движение под действием усилия, создаваемого давлением в гидросистеме на торце плунжера 2 при нарушении герметизации его посадки на кольцо 4;

перемещение под действием перепада давлений между полостью рабочего гидроцилиндра (основания) 3 и сливной магистралью при смещении плунжера 2 вверх относительно втулки 5.

Падение давления в гидросистеме сопровождается возвратом плунжера 2 в исходное положение, причем замыкающая цилиндрическая втулка 5 под действием перепада давления при перетекании жидкости из рабочей полости А гидроцилиндра 3 на слив перемещается вниз и исключает возможность запыриания жидкости в промежуточной полости С, когда фаска упирается

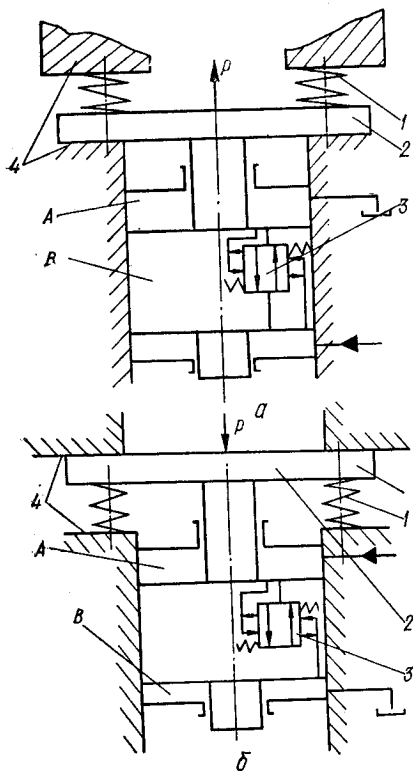


Рис. 63. Схема привода универсальной лабораторной вибрационной и виброударной установки: а — имитация удара снизу; б — имитация удара сверху.

в кольцо 4. Благодаря простоте конструкции бесклапанного стенда во многих случаях компенсируется невозможность широкой регулировки его рабочих режимов нагружения по частоте и амплитуде перемещения рабочего органа.

Для отработки в лабораторных условиях оптимальных режимов вибрационных и виброударных технологических процессов целесообразно применять универсальный узел управления (с обратной связью по давлению) гидроприводом машины с направленным приложением нагрузки, который выполняется в поршне привода рабочего органа. Принцип действия такой лабораторной установки поясняется схемой на рис. 63. Характер и направление приложения нагрузки регулируются схемой подключения напорной магистрали к верхней (А) или нижней (В) полостям рабочего цилиндра и расположением элементов упругого возврата 1, стола 2 и упоров 4 для ударного взаимодействия. Встроенный клапан-пульсатор 3 обеспечивает периодический сброс давления в полость слива, при этом направление ударного взаимодействия стола 2 с упорами 4 определяется способом подключения напорной и сливной магистралей к полостям рабочего гидроцилиндра и совпадает по направлению с усилием на штоке, создаваемым давлением в рабочей полости гидроцилиндра.

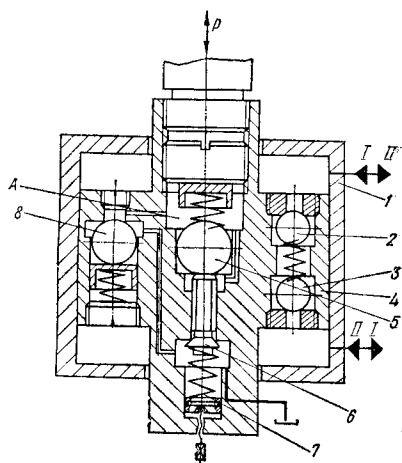


Рис. 64. Схема узла управления универсальной лабораторной виброударной установкой.

Схема узла управления универсальной лабораторной виброударной установкой показана на рис. 64. В зависимости от схемы подключения напорной и сливной магистралей (рис. 63) к полостям гидроцилиндра 1 рабочая жидкость поступает через обратные клапаны 2 или 3 в центральную полость А поршня 4, в осевой расточке которого размещен сервоклапан управления, состоящий из шарика-толкателя 5 и клапана-пилота 6. Периодичность срабатывания сервоклапана определяется соотношением площадей поперечных сечений шарика-толкателя 5, клапана-пилота 6 и усилием их затяжки регулировочной пружины.

жиной 7. Эти элементы, в свою очередь, управляют периодическим открытием основного шарикового клапана 8 на слив, что обеспечивает обратный ход поршня 4 под действием элементов упругого возврата стола. Исследование особенностей нагружения обрабатываемого объекта на универсальной лабораторной установке позволяет выявить резервы интенсификации различных вибрационных и виброударных технологических процессов.

Рассмотренные вибростенды с обратной связью по давлению просты в обслуживании, дают возможность автоматически регулировать рабочие режимы нагружения обрабатываемого объекта в широких пределах, обеспечивают значительные усилия и мощности при малых габаритных размерах и массе. Однако изготовление встроенных клапанов-пульсаторов для малогабаритных вибростендов не всегда осуществимо в условиях механических цехов предприятий, использующих подобное оборудование. Это обусловлено высокими требованиями к обработке золотников и клапанов. Более просты для индивидуального изготовления вибростенды с использованием зазора в цепи жесткой обратной связи по перемещению рабочего органа (рис. 65). Эти вибростенды можно рекомендовать для вибрационных и виброударных технологических процессов, осуществление которых не требует широкого диапазона регулирования рабочих режимов нагружения, так как использование зазора в цепи жесткой обратной связи по перемещению рабочего органа ограничивает область устойчивой работы привода машины.

На рис. 65, а показана схема вибростенда со штырями, верхний из которых 3 жестко соединен с рабочим столом (гидроцилиндром) 1, а нижний 4 — с двухступенчатым запорным органом 5. Штыри 3 и 4 взаимодействуют с подвижным управляющим штоком 2. Площадь поперечного сечения управляющего штока 2 должна быть меньше площади сечения запорного органа 5, ограниченной конической фаской посадки на седло-основание 6, и больше торцевой площади хвостовика штока. Перемещение рабочего стола (гидроцилиндра) 1 вверх происходит при достижении в гидросистеме давления, определяемого силой тяжести подвижных частей и усилием затяжки пружин упругого возврата. При совместном перемещении гидроцилиндра 1 со штырем 3 уменьшается зазор Δ и сдвигается с седла запорный орган 5, а рабочая жидкость из полости

А попадает в полость В. Благодаря разности площадей управляющего штока 2 и хвостовика запорного органа 5 обеспечивается подхват и полное открытие последнего за счет перепада давлений между полостями А и В. Жидкость

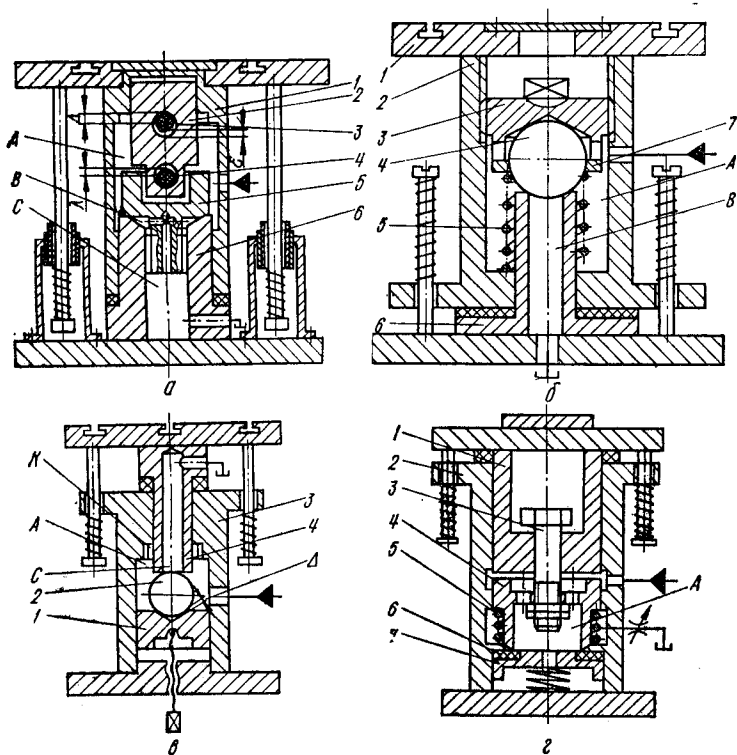


Рис. 65. Схемы малогабаритных вибростендов с зазором в цепи жесткой обратной связи по перемещению рабочего органа:
 а — вибростенд со штырями; б, в — шариковые вибростенды; г — вибростенд повышенной грузоподъемности.

из полости А поступает в сливную полость С, давление в системе падает, и рабочий стол под действием пружин упругого возврата занимает исходное положение. Регулировка амплитуды вибраций с помощью изменения зазоров Δ , λ и ϵ обеспечивается путем поворота эксцентричных штырей 3 и 4.

Значительно облегчается задача изготовления вибростендов при использовании покупных запорных элементов, например в виде шариков. Схемы вибростендов с шариковыми запорными элементами показаны на рис. 65, б, в. В первом случае в состав вибростенда входит рабочий стол 1, выполненный совместно с плунжерным цилиндром 2, в осевой расточке которого устанавливается регулировочная гайка 3, поджимающая сдергивающее кольцо 7 к пружине 5. Запорный шариковый орган 4 посажен на седло, образуемое кромками осевой расточки и плунжера 6, который жестко связан с основанием. Повышение давления в рабочей полости А гидроцилиндра 2 вызывает смещение последнего вверх. Сдергивающее усилие на запорном шариковом органе 4 по мере перемещения гидроцилиндра 2 вверх возрастает за счет сжатия пружины 5. Когда это усилие превысит усилие, создаваемое перепадом давлений в полостях А и С, произойдет отрыв шарикового запорного органа 4 от седла и жидкость из полости А начнет перетекать в полость слива (С). Падение давления в гидросистеме сопровождается возвратом в исходное положение гидроцилиндра 2 и восстановлением величины зазора Δ между шариковым запорным органом 4 и регулировочной гайкой 3, который определяет перепад давлений между полостями А и С, достаточный для посадки шарикового запорного органа на седло. После рассоединения полостей А и С цикл нагружения рабочего органа повторяется.

Отличие схемы вибростенда на рис. 65, в заключается в упрощении узла управления приводом вибраций и возможности уменьшения его габаритных размеров в целом за счет выполнения рабочего органа в виде подвижного плунжера с осевой расточкой, к которой под воздействием перепада давлений между полостями А и С прижат шариковый запорный орган 2. Расчетный зазор Δ , определяющий требуемый перепад давлений, устанавливается с помощью подвижного поршня 1, перемещающегося в расточке гидроцилиндра (основания) 3. При повышении давления в полости А плунжер 4 начнет перемещение вверх до взаимодействия шарикового запорного органа 2 со сдергивающими кромками. Отрыв шарикового запорного органа 2 от седла на плунжере 4 вызовет падение давления в полости А и возврат рабочего органа вибростенда в исходное положение. Когда между шариковым запорным органом 2, лежащим на подвижном поршне 1, и кромками седла на

плунжере 4 установится зазор, соответствующий исходному зазору Δ , между полостями А и С установится требуемый перепад давлений, при котором шариковый запорный орган 2 будет прижат к седлу.

Для обеспечения значительных рабочих усилий на столе вибростенда и высокой частоты их повторения рекомендуется схема, показанная на рис. 65, з. Периодичность повышения и падения давления в полости А гидроцилиндра (основания) 2 обеспечивается при перемещении вверх плунжера 1 и сдергивании с подвижного подпружиненного седла 7 стаканного клапана 4, который опирается на седло острыми кромками по герметизирующему упругому кольцу 6. В результате соударения между штоком-ограничителем 3 и плунжером 1 при уменьшении зазора Δ в момент хода вверх рабочего органа вибростенда происходит сдергивание с седла 7 стаканного клапана 4 и перемещение последнего вверх под дополнительным воздействием пружины 5. Соединение полости А со сливом обеспечит падение давления в гидросистеме и возврат в исходное положение подвижных частей вибростенда. Благодаря наличию в подвижном седле 7 отверстия d обеспечивается демпфирование при ударе острых кромок клапана 4 по упругому кольцу 6.

Применение в вибростенде штока-ограничителя и демпфирующего седла улучшает эксплуатационные свойства вибростенда и динамические характеристики срабатыва-

5. Технические характеристики вибростендов

Параметр	Ударный вибростенд	Вибростенд с шариковым запорным органом
Частота приложения рабочей нагрузки, Гц	1 ... 30	10 ... 45
Ход рабочего стола при максимальной частоте, м	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$
Рабочее давление в гидросистеме, МПа	10	10
Расход жидкости в напорной магистрали, м ³ /с	$0,25 \cdot 10^{-3}$	$0,25 \cdot 10^{-3}$
Грузоподъемность, кН	20	20
Максимальное ускорение торможения при ударе, м/с ²	100	80
Габаритные размеры, м	$0,25 \times 0,25 \times 0,3$	$0,3 \times 0,3 \times 0,4$
Масса без насосной станции, кг	46	48

ния, обеспечивает удобства при ремонте и наладке. Для сравнительной оценки работоспособности вибростендов с различными схемами управления можно воспользоваться их техническими характеристиками. В табл. 5 приведены технические характеристики ударного вибростенда (с обратной связью по давлению) и вибростенда с шариковым запорным органом (с зазором в цепи жесткой обратной связи по перемещению), соответствующие схемам на рис. 65, б, в. Опытно-промышленная эксплуатация указанных вибростендов для проведения механических испытаний на прочность и работоспособность с соблюдением приведенных характеристик подтвердила их эффективность.

Глава **V**

АППАРАТУРА УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ ВИБРАЦИОННЫХ И ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

1. КЛАССИФИКАЦИЯ АППАРАТУРЫ УПРАВЛЕНИЯ

Обеспечение короткоходовых перемещений исполнительных рабочих звеньев ВМ и ВУМ с гидроприводом осуществляется с помощью специальной аппаратуры управления — клапанов-пульсаторов [26; 28]. Эти устройства названы так по аналогии с предохранительными клапанами и выполняются в зависимости от назначения двух- или трехходовыми. Условное обозначение клапанов-пульсаторов в соответствии с ЕСКД дано на рис. 66. Отличие этой

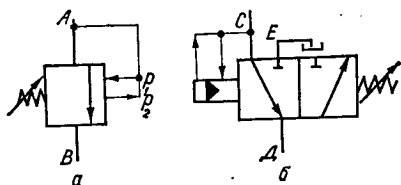


Рис. 66. Основные схемы подключения клапанов-пульсаторов в приводах ВМ и ВУМ:

а — двухходовых; б — трехходовых.

аппаратуры от стандартной в обозначении отмечено двумя стрелками по линиям сервоуправления, что соответствует началу срабатывания клапана-пульсатора при давлении p_1 и его закрытию при давлении p_2 .

Клапаны-пульсаторы конструктивно более просты, надежны и обеспечивают более универсальную схему управ-

ления знакопеременным режимом нагружения с широким диапазоном амплитуд и частот по сравнению с применяемыми для подобных целей четырехходовыми реверсивными золотниками. Способ подключения клапана-пульсатора в систему определяет характер взаимодействия исполнительного рабочего звена машины с обрабатываемым объектом. В табл. 6 приведены возможные способы подключения двухходового и трехходового клапана-пульсатора к напорной и сливной магистралям, к полостям одноходового гидроаккумулятора и рабочего гидроцилиндра. Например, для двухходового клапана-пульсатора указан вариант подключения, соответствующий работе привода в схемах «упругого возврата», применяемых в сваепогружающих молотах и испытательных ударных стендах. Способ подключения двухходового клапана-пульсатора в приводах машин с пульсирующим нагружением соответствует случаю, когда со сливом постоянно соединена рабочая полость гидроцилиндра посредством регулируемого дросселя.

6. Способы подключения клапанов-пульсаторов в приводах ВМ и ВУМ

Место подключения выходных каналов	Двухходовой клапан-пульсатор в схемах		Трехходовой клапан-пульсатор в схемах	
	«упругого возврата»	с пульсирующим нагружением	с аккумулятором	без аккумулятора
Напорная магистраль	A	A	C	C
Гидроаккумулятор (одноходовой)	—	A	—	C
Рабочий гидроцилиндр	A	B	D	D
Сливная магистраль	B	—	E	E

Примечание. Обозначения в графах соответствуют рис. 6б.

Выбор конструктивной схемы клапана-пульсатора для различных вариантов управления гидроимпульсным приводом зависит главным образом от параметров последнего: расхода, давления, частоты подачи и энергии импульсов, КПД и т. п. Все клапаны-пульсаторы подразделяются на однокаскадные и двухкаскадные и выполняются двух-

ходовыми и трехходовыми. Для управления гидроимпульсным приводом малой и средней мощности с расчетной энергией одного хода до 1 кДж рекомендуется применять однокаскадные клапаны-пульсаторы с давлением настройки срабатывания до 12 МПа.

На рис. 67 показаны типовые схемы конструктивного исполнения однокаскадных двух- или трехходовых клапанов-пульсаторов, обеспечивающих периодическое соединение напорной магистрали привода со сливом или периодическую подачу импульсов давления жидкости в полость

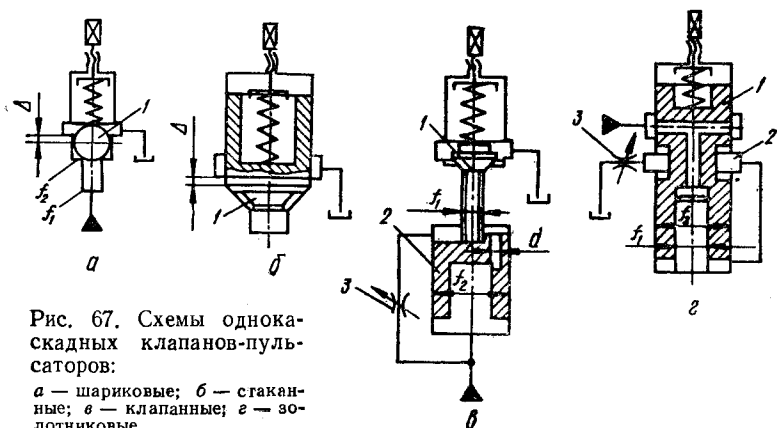


Рис. 67. Схемы однокаскадных клапанов-пульсаторов:

а — шариковые; *б* — стаканые; *в* — клапанные; *г* — золотниковые.

рабочего цилиндра (табл. 6). По типу исполнения запорного органа *1* однокаскадные клапаны-пульсаторы подразделяются на шариковые (рис. 67, *а*) с золотниковым перекрытием Δ , образуемым горизонтальной диаметральной плоскостью шарика *1* и расточкой корпуса; стаканые (рис. 67, *б*) с переменной площадью подъема, образуемой конической частью запорного органа *1*; клапанные (рис. 67, *в*) с конической герметизирующей фаской и хвостовиком *1*, управляемые толкателем *2* с автоматическим дросселем (*d*); золотниковые (рис. 67, *г*) с регулируемым дросселем *3* и плунжером *2* (толкателем).

Принцип действия всех однокаскадных клапанов-пульсаторов основан на открытии запорного органа *1* при достижении в системе давления настройки срабатывания p_1 , определяемого усилием затяжки пружины, и обеспечении соединения напорной магистрали со сливной или с поло-

стью цилиндра до тех пор, пока давление со стороны напорной магистрали не снизится до величины p_2 . Автоматическая регулировка давления закрытия p_2 клапана-пульсатора определяется соотношением первичных (f_1) и вторичных (f_2) площадей на запорном органе (рис. 67, а, б) или на запорном органе и толкателе (рис. 67, в). На первой стадии проектного расчета однокаскадных клапанов-пульсаторов используются простейшие аналитические зависимости, определяющие соотношения параметров конструкции:

$$p_2 = \frac{p_1 f_1}{f_2} = \frac{P_{\text{пр}}}{f_2}; \quad h_{\text{max}} = \frac{p_1 f_2}{c} = \frac{P_{\text{пр. max}}}{c}, \quad (192)$$

где $P_{\text{пр}}$, $P_{\text{пр. max}}$ — соответственно усилие сжатия пружины, определяемое расчетным давлением настройки p_1 и полным открытием запорного органа l на величину h_{max} (для клапанов с перекрытием Δ величина полного открытия запорного органа $h'_{\text{max}} = h_{\text{max}} - \Delta$).

Однокаскадные клапаны-пульсаторы отличаются простотой конструкции, низкой стоимостью изготовления, надежностью эксплуатации и возможностью легкой замены быстроизнашивающихся элементов.

Сложность сочетания высоких давлений (выше 16 МПа) и значительных мгновенных расходов (выше 10^{-2} м³/с) в однокаскадных клапанах-пульсаторах вызвала необходимость использования второго каскада, выполняющего функции основного запорного органа с расчетным условным проходом d_y . Управление вторым каскадом осуществляется однокаскадным клапаном-пульсатором, рассчитанным на требуемое повышенное давление срабатывания и незначительный расход управления, что несколько снижает КПД гидроимпульсного привода. Однако использование двухкаскадных клапанов-пульсаторов дает возможность создать вибрационные прессы типа ИВПМ с мгновенной мощностью 60—100 кВт и с энергией одного рабочего хода свыше 4 кДж, повысить надежность срабатывания и улучшить динамические характеристики элементов управления гидроимпульсным приводом в диапазоне частот 40—60 Гц при мгновенных расходах до 0,1 м³/с. В двухкаскадных клапанах-пульсаторах используются следующие способы герметизации различными конструктивными элементами, по которым определяется расчетное значение d_y : шариковые элементы (рис. 68, а) со сцентрированным запорным органом l ; двухступенчатые дифференциальные

клапаны (рис. 68, б) поршневого типа с конической герметизирующей фаской 1; грибовидные поршни 1 с клапанным или золотниковым перекрытием (рис. 68, в), выполненные по аналогии с существующей стандартной контрольно-регулирующей аппаратурой; золотниковые поршни

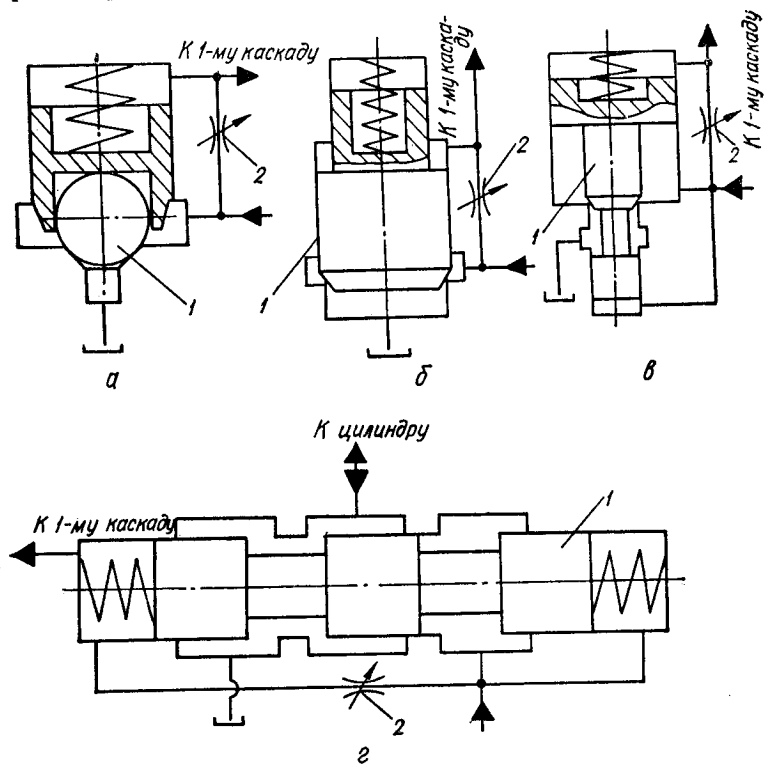


Рис. 68. Схемы двухкаскадных клапанов-пульсаторов: с запорным органом в виде шарика (а), двухступенчатого дифференциального клапана (б), грибовидного поршня (в), трехщелевого золотника (г).

с трехщелевым золотником 1 (рис. 68, г), используемые главным образом для трехходовых клапанов-пульсаторов.

Управление вторым (основным) каскадом клапана-пульсатора осуществляется с помощью перепада давлений на дросселе 2, возникающего в момент срабатывания первого каскада (сервоклапана). Сервоклапан может быть собран по любой из схем однокаскадных клапанов-пульсаторов,

показанных на рис. 67, в зависимости от требований, предъявляемых к быстродействию, КПД, расходу и давлению. Управление двухходовым запорным органом второго каскада у клапанов-пульсаторов, устанавливаемых в сливной магистрали, обычно осуществляется с помощью однокаскадных сервоклапанов с золотниковым перекрытием Δ (рис. 67, а, б), обеспечивающим надежное подхватывание по вторичной площади f_2 и падение давления в системе практически до $p_2 = 0$. Для двухкаскадных двухходовых клапанов-пульсаторов, устанавливаемых между одноходовым рабочим аккумулятором и полостью гидроцилиндра привода стола исполнительного рабочего звена машины, рекомендуется сервоклапан с толкателем (рис. 67, в), причем его запорный орган может быть выполнен не только в виде конического клапана с хвостовиком, но и в виде двухщелевого золотника (рис. 67, г). Клапаны-пульсаторы такого типа обычно предназначаются для высокочастотных технологических процессов и работают при неполной разгрузке ($p_2 \neq 0$).

Клапан-пульсатор с золотниковым запорным органом (рис. 68, г) второго каскада в сочетании с сервоклапаном, имеющим толкатель (рис. 67, в), применяется в гидроимпульсных приводах, мгновенная гидравлическая мощность которых равна 40—60 кВт, а мгновенный расход жидкости — 10^{-3} м³/с.

Основной элемент управления гидроимпульсным приводом — клапан-пульсатор — обеспечивает надежную работу ВМ и ВУМ с автоматически повторяющимися циклами, а также с дистанционной регулировкой энергии одного хода и частоты приложения нагрузки к объекту обработки. Предварительная оценка клапана-пульсатора производится по его основным параметрам: быстродействию, частоте срабатывания и мгновенному расходу. Под быстродействием понимают время t_k , необходимое для открытия проходного сечения клапана-пульсатора на величину, соответствующую условному проходу d_y . Этот параметр определяется скоростью перемещения основного запорного органа v_z и его осевым смещением h . Ориентировочно эта связь с допущением постоянства скорости запорного органа при ее среднем значении $v_{z, \text{ср}}$ может быть записана в виде

$$t_k = h/v_{z, \text{ср}} \text{ при } v_{z, \text{ср}} = Q_{\text{ж}}/F_{\text{п}}, \quad (193)$$

где $Q_{ж}$ — подача жидкости в полостях клапана-пульсатора, определяющая перемещение вверх запорного органа; $F_{п}$ — площадь подъема на запорном органе.

В реальном процессе время t_k будет состоять из времени разгона, перемещения с постоянной скоростью и торможения. Оценка частоты срабатывания клапана-пульсатора возможна по полному времени цикла

$$T = t_k + t_b, \quad (194)$$

где t_b — время возврата запорного органа в исходное положение. Для предварительной оценки времени возврата запорного органа массой m_3 в исходное положение под действием усилия ch_0 упругого элемента при сопротивлениях R , принятых условно постоянными, можно считать достаточно точной зависимость [26]

$$t_b = \sqrt{\frac{2h(ch_0 - R)}{m}}. \quad (195)$$

Частота срабатывания клапана-пульсатора

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{\frac{hF_{п}}{Q_{п}} + \sqrt{\frac{2h(ch_0 - R)}{m}}}. \quad (196)$$

Прходное сечение определяется по мгновенному расходу $Q_{мгн}$ жидкости, протекающей через проходное сечение клапана-пульсатора за время t_k от насоса ($Q_{н}^2$) и аккумулятора ($Q_{а}$) в рабочую полость гидроцилиндра. Расход жидкости определяет мгновенную мощность одного импульса по среднему давлению в полости рабочего гидроцилиндра ($p_{ср} = 0,5p_{max}$):

$$N_{имп. мгн} = p_{ср} Q_{мгн}. \quad (197)$$

Предварительный расчет основных параметров клапанов-пульсаторов обычно применяется на первой стадии проектирования или для оценки работоспособности имеющейся конструкции. Более точную оценку динамических процессов в клапанах-пульсаторах можно дать аналитическим методом.

2. ВЫБОР АППАРАТУРЫ УПРАВЛЕНИЯ

Анализ схем клапанов-пульсаторов и способов их монтажа в гидроимпульсных приводах ВМ и ВУМ позволяет разработать рекомендации по синтезу приводов с клапана-

ми-пульсаторами. Эти рекомендации можно отнести к четырем основным вариантам компоновки двух типов приводов (см. табл. 7).

Определяющим фактором выбора схемы подключения клапана-пульсатора являются особенности технологического процесса, осуществляемого на данном оборудовании. В зависимости от схемы подключения двух- или трехходового клапана-пульсатора различают ВМ и ВУМ, работающие в режиме «толчка» или «упругого возврата». Режим «толчка» можно рекомендовать для машин, обеспечивающих вибрационное или виброударное (импульсное периодическое) приложение нагрузки к короткоходовому исполнительному рабочему звену: вибропрессы, вибростенды, прессы пульсирующей вытяжки, вибробункеры и т. п. Машины, работающие в режиме «упругого возврата», целесообразно использовать при относительно большом ходе исполнительного рабочего звена: сваепогружающие молоты, ударные испытательные стенды, встряхивающие устройства и т. п. Особенности схемы определяют способ передачи энергии обрабатываемому объекту: при «толчке» энергия передается обычно за счет волнового процесса, возникающего в объекте обработки в момент импульсного воздействия давления жидкости на исполнительное рабочее звено машины; при «упругом возврате» энергия, накопленная при движении исполнительного рабочего звена, передается на объект обработки в конце его хода за счет ударного взаимодействия. Особенности эксплуатации ВМ и ВУМ обуславливают создание разнообразных оригинальных конструкций клапанов-пульсаторов, отличающихся динамическими характеристиками, возможностью разгрузки системы до $p_{сл} \approx 0$, повышенной частотой срабатывания, размерами проходных сечений и т. п. На рис. 69 представлены схемы клапанов-пульсаторов, используемых на практике в приводах различных ВМ и ВУМ. В таких конструкциях обеспечивается периодическое (с заданной частотой) соединение полости рабочего гидроцилиндра со сливной магистралью или соединение полости одноходового гидроаккумулятора с полостью рабочего гидроцилиндра, на выходе из которого установлен регулируемый дроссель.

Простейшая конструкция элемента управления — однокаскадный двухходовой клапан-пульсатор — представлен на рис. 69, а. Этот клапан применяется в приводе ВМ и ВУМ при работе на расходах до $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ и давле-

ниях до 10...12 МПа, когда отсутствует необходимость обеспечения широкого диапазона регулировки рабочих режимов нагружения, например, в устройствах для разгрузки вагонов на железнодорожном транспорте, в сельскохозяйственных садовых уборочных машинах. Конструкции, представленные на рис. 69, б—д, более универсальны и используются в большинстве приводов ВМ и ВУМ, предна-

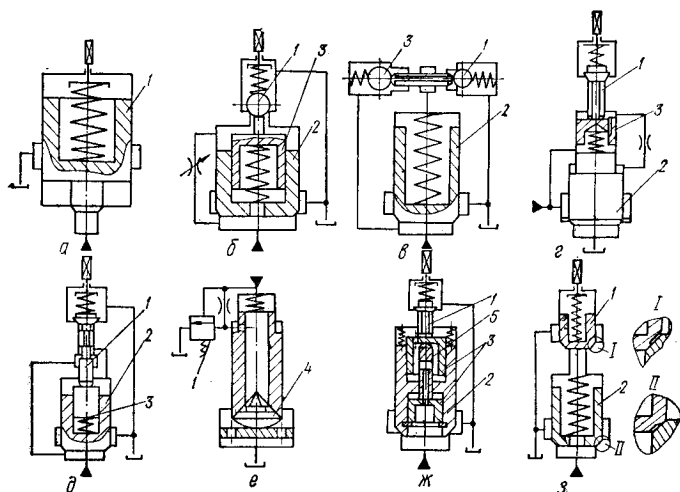


Рис. 69. Схемы двухходовых клапанов-пульсаторов:

1 — запорный орган клапана 1-го каскада (сервоклапан); 2 — основной запорный орган клапана 2-го каскада; 3 — толкатель, обеспечивающий подхватывание и удерживание в открытом положении запорного органа клапана 1-го каскада при изменении в системе давления от p_1 до p_2 ; 4 — конусообразное самоустанавливающееся сменное седло со сферическим основанием; 5 — Т-образная приставка.

значенных для проведения производственных стендовых испытаний, абразивной обработки и упрочнения, пульсирующей вытяжки, зачистки и т. п. Указанные клапаны-пульсаторы являются двухкаскадными и поэтому работоспособны при значительных расходах (до 10^{-2} м³/с) и давлениях (до 32 МПа). Отличаются эти конструкции главным образом исполнением клапана первого каскада, а выбор последнего обосновывается расчетным значением d_y потока управления и величиной настроечного давления срабатывания p_1 клапана-пульсатора.

Клапан-пульсатор со сменным самоустанавливающимся коническим седлом (рис. 69, е) обеспечивает значительное

быстродействие при большой величине d_y , а также возможность установки такого элемента управления в приводе с осевым направлением рабочего потока жидкости.

Конструкция с переменной площадью подхвата (рис. 69, з), образуемой коническими фасками запорных органов первого и второго каскадов, дает возможность исключить использование промежуточного элемента—толкателя. Такую конструкцию целесообразно использовать в приводах машин с высоким рабочим давлением (до 50 МПа) при боль-

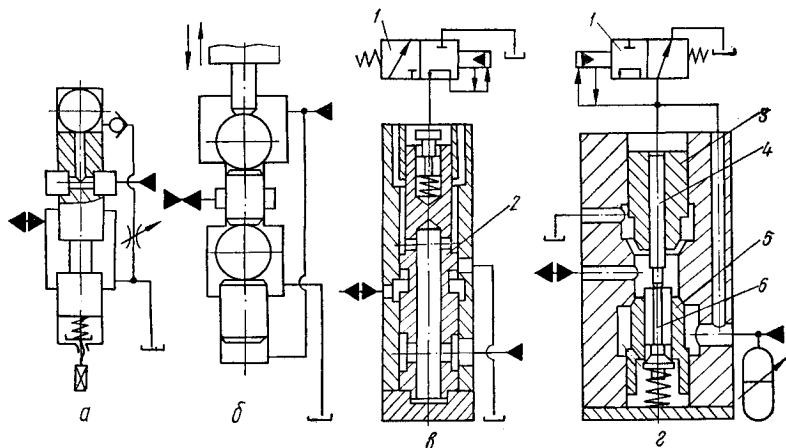


Рис. 70. Схемы трехходовых клапанов-пульсаторов.

ших частотах пульсирующего давления в системе, однако давление закрытия подобного клапана-пульсатора $p_2 \neq 0$, что не позволяет обеспечить полную разгрузку системы. Для полной разгрузки системы рекомендуется клапан-пульсатор с двумя толкателями (рис. 69, ж). Наиболее эффективно применение такого элемента управления в приводах сваепогружающих машин, ударных испытательных стендов и т. п. [12; 36].

Основные конструкции трехходовых клапанов-пульсаторов приведены на рис. 70. Простейшая схема однокаскадного клапана-пульсатора (рис. 70, а) применяется в приводах испытательных стендов со встроенным элементом управления при незначительных расходах и давлениях. Аналогична по назначению конструкция с двумя шариками и толкателем (рис. 70, б), в которой рабочее периодическое

осевое усилие воспринимается непосредственно одним из запорных органов. Применение такого клапана-пульсатора ограничено величиной рабочего усилия. Универсальными по назначению являются клапаны-пульсаторы, схемы которых показаны на рис. 70, в, г. Золотниковый (рис. 70, в) и клапанный (рис. 70, г) варианты трехходовых двухкаскадных элементов управления можно использовать практически в приводе любой ВМ или ВУМ, однако целесообразность их применения определяется, в первую очередь, условиями эксплуатации. Поэтому для приводов машин, к рабочим режимам которых не предъявляется повышенных требований в процессе эксплуатации, следует рекомендовать более простую в конструктивном отношении аппаратуру управления. Клапаны-пульсаторы, схемы которых показаны на рис. 70, в, г, наиболее успешно применяются в приводах вибропрессов типа ИВПМ. Они обеспечивают повышенное быстродействие и большие мгновенные расходы жидкости в полость рабочего гидроцилиндра. В клапане-пульсаторе по схеме на рис. 70, в основным запорным органом является трехщелевой золотник 2, управляемый клапаном первого каскада, а в устройстве по схеме на рис. 70, г основной запорный орган выполнен в виде двух соосно расположенных стаканов впускного 3 и выпускного 4 клапанов с толкателем 4 и пилотом 6, управляемых сервоклапаном 1-го каскада 1.

Получение в производственных условиях периодически изменяющегося по величине давления с заданной частотой в напорных магистралях гидроприводов ВМ и ВУМ затруднено из-за отсутствия специальной стандартной аппаратуры, а вопросы методики расчета таких клапанов-пульсаторов недостаточно освещены в литературе [12; 26; 28]. Известны гидроприводы с пульсирующим изменением величины давления в напорных магистралях, в которых используются различные по конструктивному исполнению и принципу действия клапаны-пульсаторы [3; 12], например, с вращающимся золотником, с электромагнитным реверсированием распределительного элемента, выполненного в виде двух- или трехходовых золотников, либо в виде двухходовых клапанов с обратной связью по давлению.

Анализ схем аппаратуры управления гидроприводом с пульсирующим изменением давления показывает, что по принципу действия наиболее близки к стандартной контрольно-регулирующей аппаратуре оригинальные конструк-

ции клапанов-пульсаторов с обратной связью по давлению. Однако непосредственное использование стандартных клапанов, например, предохранительных с переливными золотниками типа Г-52, КПЕ, КР, напорных золотников типа Г-54, БГ-54 и аналогичных по назначению клапанов для обеспечения заданной по величине давления и частоте пульсации невозможно, а следовательно, требуется их частичная конструктивная доработка. Для расширения пределов регулирования и увеличения количества возможных вариантов схем подключения гидропривода в пульсирующем режиме целесообразно использовать комбинации стандартной контрольно-регулирующей аппаратуры, доработанной в соответствии с целевым назначением.

Принципиальным отличием специальной аппаратуры — клапанов-пульсаторов от стандартной контрольно-регулирующей является характер открытия и закрытия основного рас-

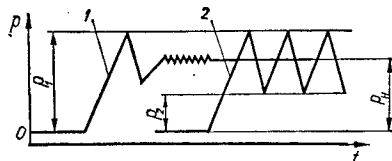


Рис. 71. Типовые циклограммы срабатывания предохранительного клапана Г-52 (кривая 1) и клапана-пульсатора (кривая 2).

пределительного элемента запорного органа клапана второго каскада. В обоих случаях давление открытия p_1 клапанов определяется усилием затяжки настроечной пружины сервоклапана первого каскада, однако у клапанов-пульсаторов давление закрытия p_2 значительно меньше давления открытия благодаря использованию промежуточного элемента — толкателя, а у стандартных клапанов качество их работы оценивается положительно при малом расхождении по величине значений p_1 и p_2 .

На рис. 71 показаны типовые циклограммы изменения давления в системе при подключении к напорной магистрали предохранительного клапана (кривая 1) и клапана-пульсатора (кривая 2). Для сравнения принципа действия клапана-пульсатора и стандартного предохранительного клапана (например, КПЕ-40) рассмотрим их схемы (рис. 72). Срабатывание стандартного клапана (рис. 72, а) [26] в режиме клапана-пульсатора происходит при достижении в системе заданного давления, определяемого усилием затяжки пружины 2, и открытии клапана первого каскада 3 с конической фаской. В момент открытия клапана 3 полость Б соединяется с полостью А и со вливом посредством

канала *a*. В осевой расточке основного клапана *б* грибообразной формы расположен подпружиненный индикаторный стержень *8* (толкатель), который под воздействием перепада давлений на дросселе *7* фиксирует клапан *3* в открытом положении и обеспечивает свободный проход жидкости из полости *Б* на слив. При подъеме клапана *б* за счет перепада давлений между полостями *Б*, *В* и *Г* проис-

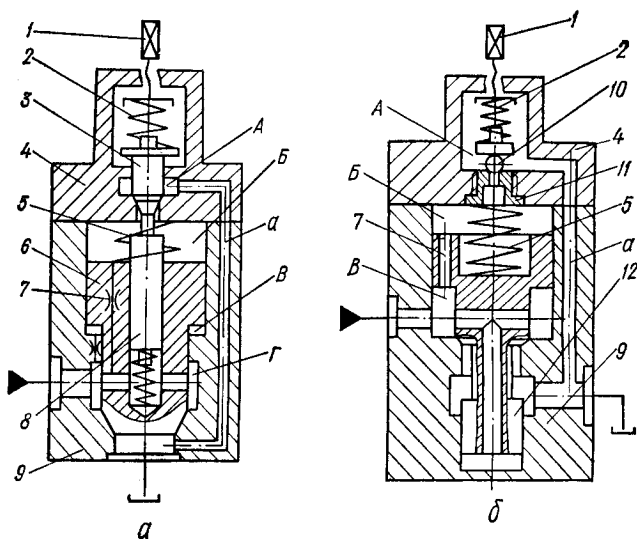


Рис. 72. Схемы клапанов:

а — Г-52, работающего в режиме клапана-пульсатора; *б* — предохранительного клапана КПЕ-40.

ходит соединение полости *Г* со сливом. Давление в системе падает до величины p_2 , которая значительно меньше давления p_1 , и определяется соотношением площади открытия клапана *3* и торцевой площади индикаторного стержня *8*. Закрытие клапана *3* возможно только в том случае, когда усилие затяжки пружины *2* превысит усилие, создаваемое давлением в системе, воздействующим на торец индикаторного стержня *8*. После закрытия клапана *3* первого каскада выравниваются давления в полостях *Б*, *В* и *Г*, происходит возврат в исходное положение основного клапана *б* и отсоединение системы от слива.

При дальнейшем увеличении давления в системе цикл пульсации повторяется. Исследования конструкций клапа-

нов-пульсаторов такого типа [12; 26] показали, что частота срабатывания зависит от жесткости системы, определяющей скорость нарастания давления, от соотношения линейных размеров элементов конструкции, давления настройки срабатывания и пропускного расхода жидкости. Начало срабатывания предохранительного клапана КПЕ-40 (рис. 72, б) также определяется усилием затяжки настроечной пружины 2 открытия клапана — первого каскада — шарикового клапана 10. Перепад, возникающий в момент открытия шарикового клапана 10 на дросселе 7, определяет перемещение вверх грибовидного поршня 12, во время которого происходит слив избытка жидкости из системы. Чувствительность срабатывания такого клапана обеспечивает открытие и закрытие грибовидного поршня 12 при незначительных колебаниях давления в системе.

В конструкцию стандартного предохранительного клапана типа Г-52 или КПЕ-40 можно ввести промежуточный элемент, аналогичный по назначению индикаторному стержню у клапана Г-52, работающего в режиме клапана-пульсатора. Такой элемент сможет обеспечить фиксацию клапана первого каскада в открытом положении, т. е. значительно уменьшить давление закрытия p_2 по сравнению с давлением открытия p_1 за счет разности эффективных площадей шарикового клапана и толкателя. Клапаны с такой доработкой можно также использовать в схемах гидроприводов с пульсирующей нагрузкой. На рис. 73 показана схема клапана КПЕ-40 с промежуточным элементом, ис-

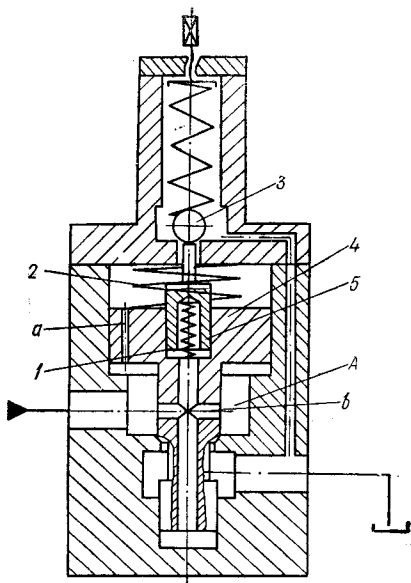


Рис. 73. Схема серийного предохранительного клапана КПЕ-40 с доработкой, используемого в качестве клапана-пульсатора.

пользуемая для создания пульсаций давления. Конструктивные доработки этого клапана заключаются в следующем: вместо пружины 1 устанавливается толкатель 5, под нижний торец которого через дополнительное отверстие в грибообразном поршне 4 подводится жидкость из расточки А. Таким образом, срабатывание шарикового клапана 3 фиксируется толкателем 5 в открытом положении за счет перепада на дроссельном отверстии d в грибообразном поршне 4. Пружина 1 для толкателя 5 выбирается из расчета обеспечения постоянного контакта последнего с шариковым клапаном 3, а сильная пружина 2 служит для возврата грибообразного поршня 4 в исходное положение при падении давления в системе до величины p_2 . Модернизированный предохранительный клапан КПЕ-40 при испытаниях показал достаточную работоспособность и возможность обеспечения пульсации с довольно высокой частотой (до 65 Гц) при давлении настройки 10 МПа, давлении закрытия 2 МПа и расходе жидкости $1,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (насос НШ-46У).

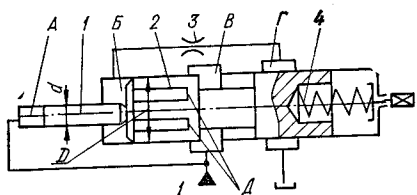


Рис. 74. Схема подключения напорного золотника БГ-54, используемая для обеспечения пульсации давления жидкости.

Аналогичные конструктивные доработки у клапанов типа Г-52 также обеспечивают возможность их использования для получения заданных режимов пульсации давления жидкости. Возможна такая доработка с целью использования в качестве клапанов-пульсаторов стандартных напорных золотников типа Г-54 и БГ-54. Например, выполнив схему подключения золотника типа БГ-54, как показано на рис. 74, можно обеспечить устойчивый режим пульсации давления жидкости. Срабатывание напорного золотника в режиме клапана-пульсатора происходит при достижении в системе давления p_1 , которое определяется усилием затяжки пружины 4, противодействующей давлению жидкости на торец толкателя 1. Подхватывание и удержание в открытом положении основного золотника 2 происходит благодаря подводу жидкости в торцевую полость Б по лыскам Д, вышлифованным на цилиндрической поверхности левого пояска золотника 2, при его перемеще-

нии вправо под действием давления жидкости в полости A на торец толкателя 1 . Соотношение площадей поперечных сечений толкателя 1 и золотника 2 (d^2 / D^2) определяет падение давления в системе.

Рассмотрим конструктивные приемы по модернизации напорного золотника типа Г54-13 для гидропривода с пульсирующим нагружением.

1. Устанавливают фактические значения следующих величин: ход золотника, соответствующий моменту соединения напорной и сливной магистралей; расстояние между кромками кольцевых проточек сливной и напорной магистралей в корпусе золотника; расстояние между рабочими кромками золотника.

2. В нижнюю крышку запрессовывают втулку плунжера толкателя 1-го каскада по аналогии с толкателем 1 клапана БГ-54 (рис. 74). Конструктивные размеры плунжера выбирают в зависимости от требуемой величины сброса давления p_2 (обычно соотношение $d / D = 0,25 \dots 0,5$).

3. Развертывают отверстие под плунжер по посадке $H7 / g7$.

4. На цилиндрической части золотника в диаметрально противоположных местах вышлифовывают две лыски глубиной 2 мм так, чтобы соединение торцевой полости золотника с напорной магистралью опережало срабатывание предохранительного клапана.

5. На торце корпуса клапана фрезеруют канал, соединяющий торцевую полость золотника со сливом. Проходное сечение канала подбирается экспериментально, в зависимости от расхода насосной станции и рабочего давления (по назначению соответствует дросселю 3 на рис. 74).

6. Устанавливают кольцо, ограничивающее перемещение золотника вверх до упора в верхнюю крышку и определяющее открытие золотника на величину 1...2 мм. Модернизированный таким образом напорный золотник, получивший условное обозначение Г54-13П, обеспечивает регулировку частоты пульсации давления в системе в пределах 1—20 Гц при расходе насоса $0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ и давлении в системе до 10 МПа.

Применение отдельных, доработанных для использования в режиме пульсации стандартных клапанов не всегда может обеспечить широкую универсальность и возможность регулирования режимов работы гидропривода.

В этом случае целесообразно использовать комбинации стандартной контрольно-регулирующей аппаратуры.

В случае создания гидропривода испытательного вибростенда (рис. 75), исполнительный орган которого (стол 3) работает во встряхивающем режиме, рекомендуется использовать комбинацию стандартного предохранительного клапана 1 (например, КПЕ-40 с доработкой) и напорного золотника типа Г-54 в качестве сервоклапана. Напорный

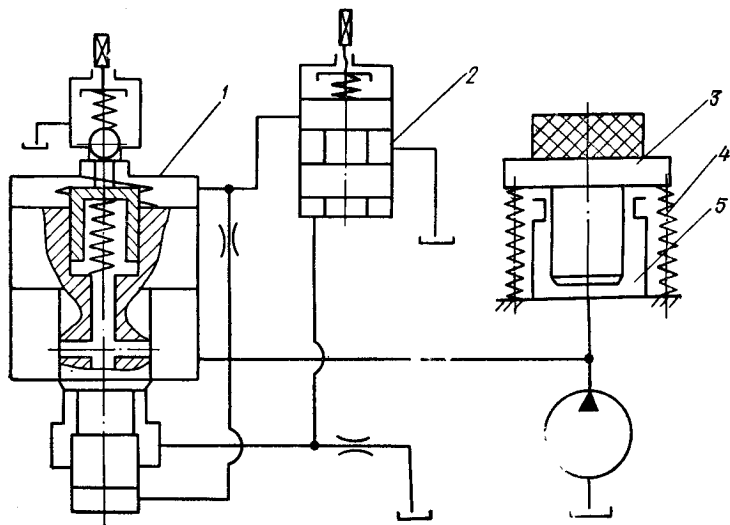


Рис. 75. Схема использования стандартной контрольно-регулирующей аппаратуры в гидроприводе испытательного вибростенда.

золотник 2 обеспечивает более четкое открытие основного распределительного элемента — сервоклапана, соединяющего полость рабочего цилиндра 5 исполнительного органа 3 со сливом при ходе последнего вниз под действием элементов упругого возврата 4. Уменьшение давления подпора практически до нуля при соединении со сливом полости рабочего цилиндра 5 позволяет получить значительные величины ускорений, создаваемых на испытуемых объектах.

Можно использовать стандартную гидроаппаратуру для стендов ускоренных ресурсных испытаний насосов, гидромоторов, шлангов и при пульсирующей нагрузке, когда требуются значительные расходы жидкости, превышающие по величине соответствующие технические характеристики

выпускаемой промышленностью стандартной контрольно-регулирующей аппаратуры. В этом случае (рис. 76) в качестве сервоклапана (клапана первого каскада) с толкателем используется низкорасходный предохранительный клапан типа Г-52 с доработкой для использования в схемах с пульсирующей нагрузкой. Проточка *A* золотника грибообразного поршня, соединяющая напорную магистраль со сливом, перекрыта. Этот клапан обеспечивает четкую фиксацию

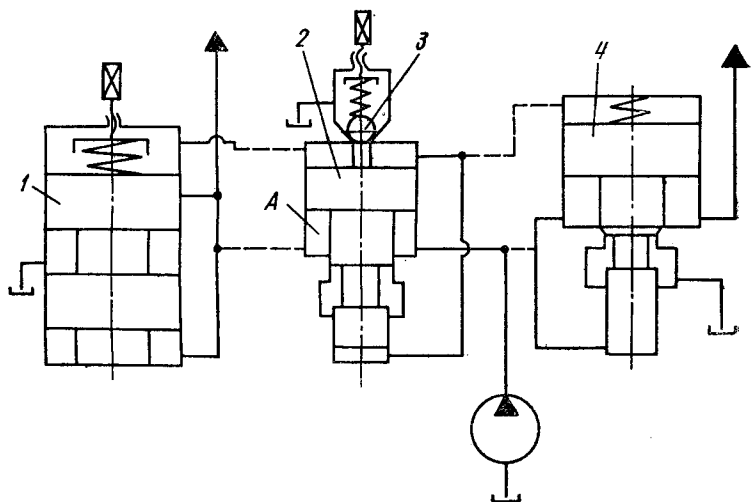


Рис. 76. Схема использования стандартного предохранительного клапана Г-52 в качестве сервоклапана в гидроприводе испытательного стенда.

открытия шарикового клапана 3 и соединение торцевых полостей управляемых высокорасходных клапанов или золотников со сливом. В момент соединения со сливом торцевой полости однокаскадного клапана или золотника (в принципе может быть использовано рассчитанное по заданному расходу количество единиц аппаратуры) происходит его открытие и соединение полостей испытуемых объектов со сливом, т. е. снятие с них приложенной нагрузки. На рис. 76 штриховыми линиями показаны каналы возможных вариантов подключения в качестве основного распределительного элемента однокаскадного золотника 1 и грибообразного поршня 4 с большими условными проходами,

чем у сервоклапана 2. Возможно использование комбинации стандартной контрольно-регулирующей аппаратуры, состоящей из напорного золотника типа БГ-54, выполняющего функции сервоклапана (по аналогии с клапаном Г-52, показанным на рис. 76) и управляющего однокаскадными клапанами, количество которых выбрано из условия заданного расхода жидкости. Сервоклапан 2 на рис. 77 — золотник БГ-54, подключенный по схеме, предусмотренной

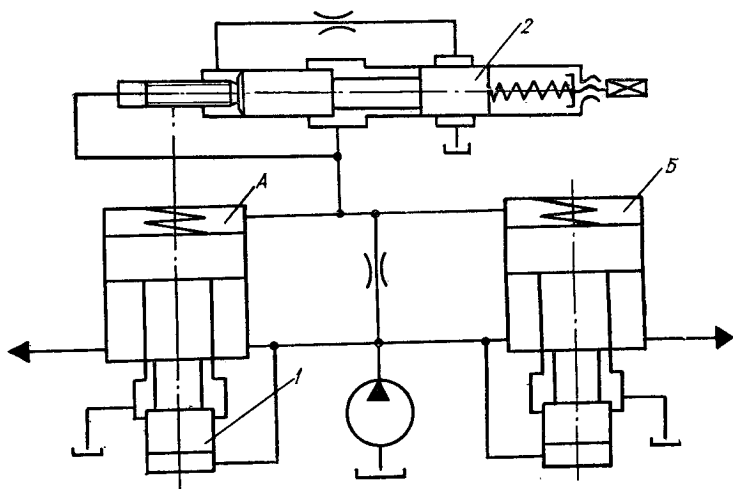


Рис. 77. Схема использования стандартного напорного золотника типа БГ-54 в качестве сервоклапана в гидроприводе с пульсирующей нагрузкой.

для работы в качестве клапана-пульсатора (см. рис. 74), обеспечивает четкий сброс давления жидкости из надкляпаных полостей А, Б и, следовательно, открытие основных клапанов 1, 3 на величину условного прохода для полного сброса давления в системе. Однако использование такой схемы гидропривода для пульсирующих нагрузок целесообразно при давлениях до 10 МПа, так как увеличение давления влечет за собой рост габаритных размеров конструкции.

На рис. 78 приведена типичная осциллограмма работы гидропривода с пульсирующим изменением нагрузки при использовании в качестве основного элемента управления стандартного напорного золотника Г54-13П, детальное

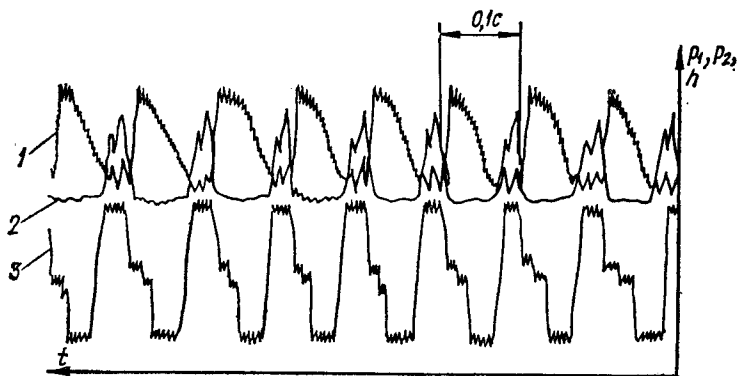


Рис. 78. Осциллограмма работы гидропривода с пульсирующим изменением давления p_1 , p_2 соответственно в напорной (кривая 1) и сливной (кривая 2) линиях при периодическом смещении h золотника (кривая 3).

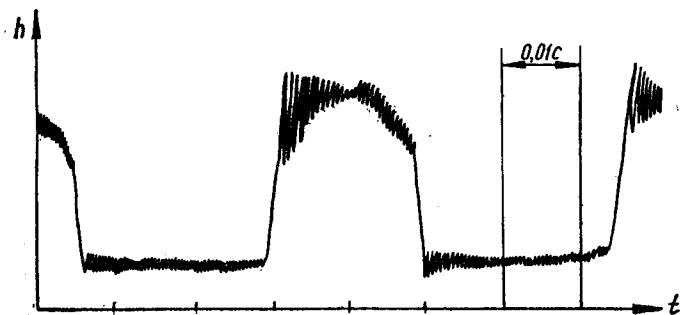


Рис. 79. Осциллограмма перемещения основного золотника.

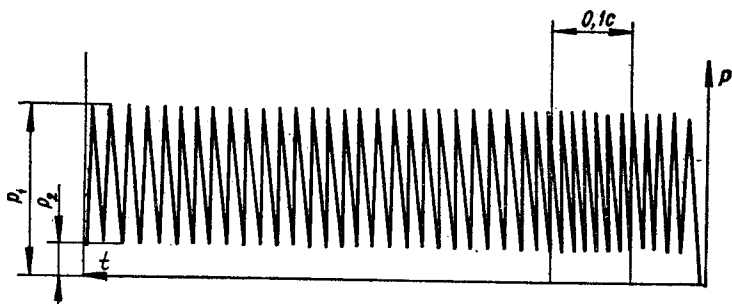


Рис. 80. Осциллограмма изменения давления в гидросистеме с доработанным клапаном КГЕ-40.

описание конструктивных доработок которого рассмотрено выше. Схема подключения аналогична схеме, показанной на рис. 74. Осциллограмма перемещения основного золотника Г54-13П при его минимальном ходе показана на рис. 79. Регулированием хода золотника можно изменять продолжительность выдержки постоянного давления в системе.

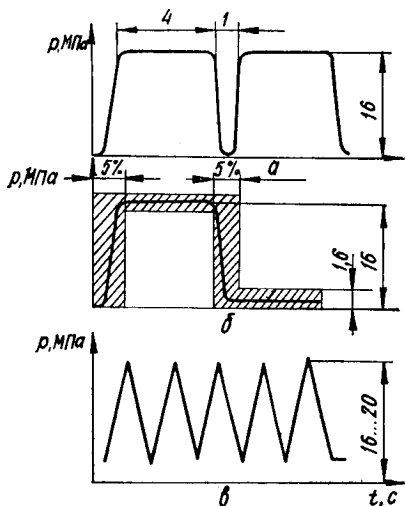


Рис. 81. Циклограммы испытаний: *a* — ресурсных; *б* — ускоренных ($f = 0,5 \dots 2$ Гц); *в* — форсированных ($f = 5 \dots 40$ Гц). Заштрихована зона допустимых отклонений в процентном отношении ко времени одного цикла.

целесообразность ее широкого применения наряду с оригинальной аппаратурой — клапанами-пульсаторами, особенно в условиях заводских лабораторий, испытательных участков и при создании оригинального вибрационного оборудования для кузнечно-прессовых и литейных цехов.

Испытания гидравлических систем и их элементов на долговечность и надежность в настоящее время осуществляются на специальных стендах, воспроизводящих заданный характер нагружения при периодическом изменении давления*. Изменение нагрузки определяется характером

* В разработке и исследовании испытательных клапанов принимал участие Дрончак В. А.

На рис. 80 показана пульсация давления в гидросистеме при использовании стандартного предохранительного клапана КПЕ-40 с доработкой по схеме на рис. 73. Соотношение давлений p_1 и p_2 определяется параметрами подъемной площади шарикового клапана первого каскада и поперечного сечения промежуточного элемента — толкателя. Исследование рассмотренных конструкций доработанной стандартной контрольно-регулирующей аппаратуры, используемой в гидрориводах машин и устройство для обеспечения пульсирующих нагрузок, подтвердило

проводимых испытаний — ресурсных, форсированных или ускоренных (ГОСТ 16504—74). На рис. 81 приведены типовые циклограммы [36] испытаний шестеренных насосов, шлангов и металлических труб. Для формирования заданного характера изменения давления в гидравлических испытательных стендах используются распределительные электромагнитные золотники, управляемые при помощи командоаппаратов, или золотники с вращающейся втулкой [3]. Однако применение этого дорогостоящего и сложного в эксплуатации оборудования целесообразно лишь в лабораторных условиях. В производственных условиях хорошо зарекомендовала себя специальная гидроаппаратура — испытательные клапаны-пульсаторы [12; 26], автоматически воспроизводящие циклограмму нагружения.

На рис. 82, а схематически показана конструкция испытательного клапана-пульсатора, отличающегося от известных встроенным реле времени. Такой клапан

предназначен для создания в гидравлической системе испытуемого объекта ступенчатой циклической нагрузки с широким диапазоном регулирования продолжительности выдержки под давлением и без давления. Схема установки этого клапана на гидростенде для испытания шестеренных насосов показана на рис. 82, б. Особенность работы стенда заключается в том, что испытательный клапан-пульсатор обеспечивает требуемую нагрузку насоса или испытываемого трубопровода в течение определенного промежутка времени с последующим переходом на разгруженный режим, при заданной периодичности повторения этого цикла. Работает испытательный клапан-пульсатор следующим образом.

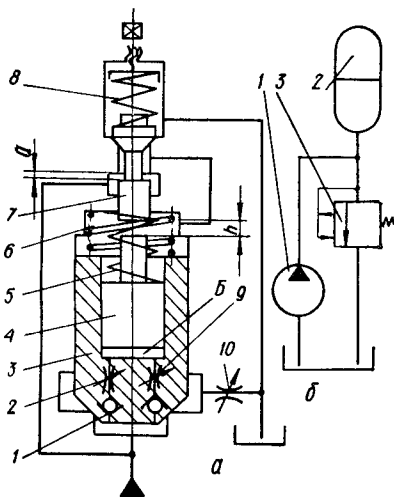


Рис. 82. Схема гидростенда с клапаном-пульсатором:
а — конструкция клапана; б — установка клапана на гидростенде.

Жидкость от насоса заполняет полости *A*, *B*, *B*. Золотник выполняет функции предохранительного клапана прямого действия.

При работе предохранительного клапана зазор *a* выбирается таким, чтобы образовавшийся перепад давления в нем, а следовательно, и в полостях *A* и *B*, был достаточным для перемещения толкателя *4* и для сжатия пружины *5*. Однако этого перепада не хватает

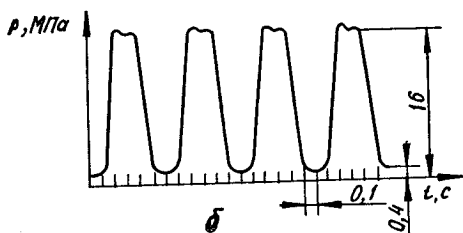
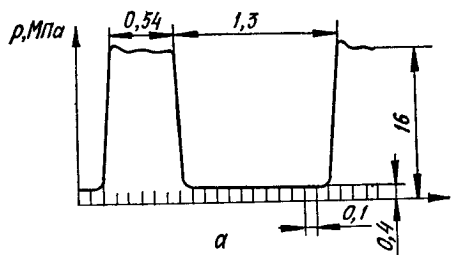


Рис. 83. Осциллограммы изменения давления:

a — для испытаний шлангов; *б* — для испытаний насосов.

для поднятия запорного клапана *3*, так как он поджат сверху пружиной *6* и притерт по конической фаске так, что площадь кольцевого торца со стороны полости *A* больше площади торца со стороны полости *B*. Пройдя путь h , толкатель *4* поднимает золотник *7*. Зазор *a* перекрывается, полость *A* полностью соединяется со сливом, давление в полости *B* поднимает запорный клапан *3* вместе с толкателем *4* и золотником *7* в крайнее верхнее положение, преодолевая усилие пружин *5*, *6*, *8*. В этом положении золотник *7* цилиндрической частью перекрывает проход жидкости из полости *B* в полость *A* и вся жидкость идет на слив через регулируемый дроссель *10*, с помощью которого устанавливается минимальное давление в системе.

Площадь проходного сечения дросселя *10* подобрана так, что произведение давления, создаваемого перепадом жидкости на дросселе, на площадь клапана *3*, больше усилия пружин *5*, *6*, *8*. Поэтому запорный клапан *3* находится в крайнем верхнем положении, а пружина *8* через золотник *7* перемещает толкатель *4* вниз. Жидкость из торцевой по-

лости *Б* толкателя вытесняется через регулируемый дроссель *9*, которым регулируется скорость перемещения толкателя *4*, а следовательно, и время, в течение которого он опустится. Как только золотник *7* соединит полости *А* и *В*, давление в них выравняется и пружины *6* возвратят запорный клапан *3* с толкателем *4* в исходное положение. После этого цикл изменения давления автоматически повторяется.

Осциллограммы изменения давления жидкости в гидросистеме с таким клапаном-пульсатором показаны на рис. 83. Сравнение полученных осциллограмм с требуемыми циклограммами нагружения (см. рис. 81) гидропривода подтверждает эффективность работы испытательного клапана-пульсатора и возможность широкого регулирования временных параметров гидростенда в пределах 0...5 с при автоматической настройке срабатывания испытательного клапана-пульсатора.

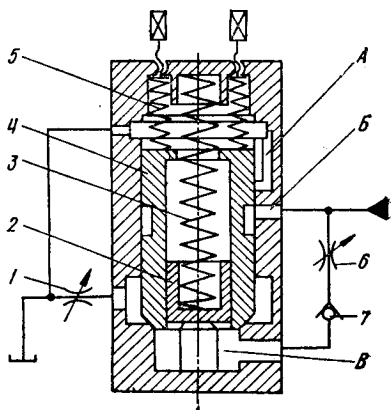


Рис. 84. Схема испытательного клапана-пульсатора прямого действия.

При проведении испытаний гидропривода с регулированием времени его разгрузки целесообразно использовать более простой испытательный клапан-пульсатор прямого действия (рис. 84). В этом устройстве отсутствует сервоклапан первого каскада, а в трубчатом запорном элементе выполнен компенсатор, рабочая полость которого соединена со сливом через регулируемый дроссель и с напорной линией — через регулируемый дроссель и обратный клапан. Испытательный клапан-пульсатор прямого действия подключается к напорной магистрали гидросистемы. В исходном положении полость *В* отсоединена от сливной линии *А* золотниковым перекрытием трубчатого клапана *4*. По мере повышения давления в гидросистеме жидкость через регулируемый дроссель *6* и обратный клапан *7*, соединенные последовательно, заполняет полость *В* и перемещает вверх подвижный подпружиненный компенсатор *2*, расположен-

ный в осевой расточке трубчатого клапана 4. В крайнем положении компенсатор 2 упирается в кольцевой выступ на внутренней расточке трубчатого клапана 4 и при достижении расчетного давления в системе, определяемого усилием затяжки пружин 5, открывает трубчатый клапан 4. В момент открытия последнего напорная магистраль соединяется непосредственно со сливной линией А. Со сливной линией соединяется и подклапанная полость В через

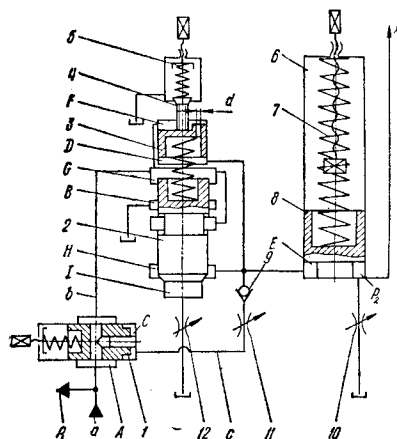


Рис. 85. Схема специального клапана для управления гидроприводом испытательных устройств.

регулируемый дроссель 1, на котором под действием потока жидкости при ходе компенсатора 2 вниз образуется перепад давления, удерживающий в открытом положении трубчатый клапан 4 и обеспечивающий выдержку системы в разгруженном состоянии. Когда компенсатор 2 возвращается в исходное положение, трубчатый клапан 4 перекрывает доступ жидкости из напорной магистрали на слив. Для обеспечения надежной работы испытательного клапана-пульсатора

прямого действия пружина 3 должна быть длинной и мягкой, что позволяет поддерживать перепад на дросселе 1 при ходе компенсатора 2 вниз.

На рис. 85 показана схема испытательного клапана с сервоклапаном первого каскада. В состав устройства входят напорный золотник, реле времени и клапан-пульсатор, соединенные между собой в определенной последовательности, обеспечивающей автоматическое воспроизведение требуемой циклограммы нагружения с широким диапазоном выдержки по времени при максимальном и минимальном давлениях с частотой циклов нагружения в пределах 0,5—35,0 Гц. От насоса постоянной производительности рабочая жидкость по напорной магистрали а попадает в полость А напорного золотника 1 и по соединительному каналу в — в полость В распределительного двухступен-

чатого рабочего органа 2. При достижении заданного давления p_1 напорный золотник 1 сместится влево, жидкость поступает в полость С напорного золотника и далее по магистрали с через регулируемый дроссель 11 в полость D поршневого толкателя 3 и в полость E компенсатора объема жидкости 6, выполняющего роль реле времени. Поршень 8 перемещается вверх до упора, роль которого выполняет ограничитель хода 7. Одновременно жидкость поступает из полости поршневого толкателя 3 через дроссельное отверстие d в полость F и в верхнюю торцевую полость G двухступенчатого распределительного рабочего органа 2, удерживая его в крайнем нижнем положении.

Когда давление в полостях F и D достигает величины p_2 , обусловленной затяжкой пружины 5, открывается клапан-пилот 4 на слив, а поршневой толкатель 3 фиксирует его в крайнем верхнем положении. За счет разности давлений в полостях G и H (полость G соединяется со сливом) распределительный рабочий орган 2 перемещается вверх и соединяет полость B со сливом. Давление в полости A падает и напорный золотник 1 смещается вправо, закрывая разгрузочную полость C. Компенсатор объема жидкости 6 разряжается. Жидкость из полости E поступает в полости H, I и через регулируемый дроссель 12 — на слив. Перепад давления, возникающий на этом дросселе, обеспечивает фиксацию двухступенчатого распределительного рабочего органа 2 в крайнем верхнем положении. Расширение диапазона регулирования выдержки по времени обеспечивается регулируемым дросселем 10 компенсатора объема жидкости 6.

Регулированием установочного давления открытия, хода компенсатора и проходного сечения регулируемых дросселей можно в широком диапазоне изменять частоту цикла нагружения, тем самым обеспечивая форсированный режим испытаний. Срабатывание основного двухступенчатого распределительного рабочего органа происходит при давлении, значительно меньшем максимального.

На рис. 86 представлена схема собственно клапана-пульсатора, входящего в состав универсального испытательного клапана. От насоса постоянной производительности рабочая жидкость подводится в напорную полость A через обратный клапан б и в канал d, при этом давление жидкости передается на дифференциальный золотник 2 по площади $F_{п.ш}$ посадки шарика в седле нижнего торца

дифференциального золотника. Одновременно с этим жидкость поступает в полость D компенсатора объема, перемещая вверх поршень 5 до упора, роль которого выполняет ограничитель хода 3 . Когда давление жидкости, воздействующее по площади $F_{п.ш}$ посадки шарика в седле нижнего торца золотника, превысит силу затяжки пружины 1 ,

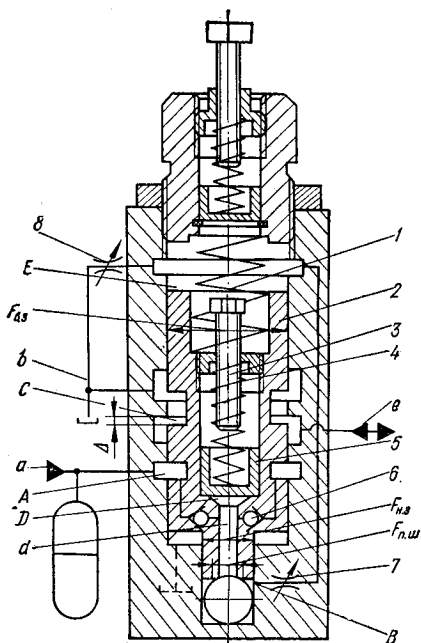


Рис. 86. Схема клапана-пульсатора, входящего в состав универсального испытательного клапана.

происходит отрыв дифференциального золотника от шарика вверх, рабочая жидкость поступает в надшариковую полость B и давление жидкости, практически равное в первоначальный момент настроечному, передается на нижнюю торцевую площадь дифференциального золотника ($F_{н.з}$), в результате чего усилие на золотник увеличивается скачкообразно во столько раз, во сколько раз торцевая нижняя площадь золотника больше площади $F_{п.ш}$. Дифференциальный золотник перемещается вверх, соединяя напорную полость A с рабочей полостью C золотника C , одновременно уменьшается зазор Δ . При этом разъединяются рабочая полость C и сливная магистраль b , рабочая жидкость направляется по магистрали e к рабочему органу. Через регулируемый дроссель 7 подхватывается рабочая жидкость поступающая в надзолотниковую полость E , перемещая вверх поршень 5 до упора, роль которого выполняет ограничитель хода 3 . Фиксация золотника в открытом положении и выдержка по времени обеспечивается при ходе поршня 5 вниз под действием пружины 4 . При этом создается дополнительный поток жидкости, не зависящий от подачи

насоса и поддерживающий требуемый перепад давления на регулируемом дросселе 7 подхвата. При выравнивании давлений в надзолотниковой полости E и надшариковой полости B (верхняя торцевая площадь $F_{в.з}$ золотника больше нижней площади $F_{н.з}$) золотник опускается вниз, отсоединяя напорную полость A от рабочей полости C и открывает зазор Δ , соединяя магистраль рабочего органа e со сливной магистралью b . Выдержка по времени закрытия золотника осуществляется благодаря разрядке компенсатора объема, установленного в осевой расточке корпуса. Расширение диапазона регулировки по времени обеспечивается регулируемыми дросселями подхвата 7 и возврата 8.

Характер протекания процесса заполнения жидкостью полости компенсатора объема аналогичен для всех конструкций испытательных клапанов и однозначно определяет время выдержки при максимальном и минимальном давлениях:

$$F_n \dot{x} = k f_0 \sqrt{p_1 - p_2} \quad (198)$$

при

$$p_2 = \frac{\alpha}{F_n} \dot{x} + \left(\frac{c}{F_n} + \frac{F_n}{\beta W_0} \right) x, \quad (199)$$

где p_1 — давление нагружения испытуемого объекта; p_2 — давление в полости компенсатора; F_n — площадь поршня компенсатора; k — коэффициент расхода; f_0 — приведенная площадь проходного сечения дросселя; c — жесткость пружины компенсатора; α — коэффициент вязкого трения; W_0 — начальный объем полости компенсатора; β — коэффициент объемного расширения; x — текущая координата положения компенсатора.

Выражение (198) в результате подстановки уравнения (199) примет вид

$$F_n \dot{x} = k f_0 \sqrt{p_1 - \frac{\alpha}{F_n} \dot{x} - \left(\frac{c}{F_n} + \frac{F_n}{\beta W_0} \right) x}. \quad (200)$$

Решение этого уравнения относительно времени t в общем виде соответствует решению уравнения Лагранжа:

$$t = N \ln \left| \frac{\pm \sqrt{U} - n}{\pm \sqrt{U - Mx} - n} \right| \pm E (\sqrt{U} - \sqrt{U - Mx}), \quad (201)$$

где

$$N = \frac{\alpha}{c + F_{\Pi}^2 / (\beta W_0)}; \quad n = \frac{k^2 f_0^2 \alpha}{2 F_{\Pi}^2}; \quad U = \frac{k^4 f_0^4 \alpha^2}{4 F_{\Pi}^6} +$$

$$+ \frac{k^2 f_0^2 \rho_1}{F_{\Pi}^2} = n^2 + \frac{k^2 f_0^2 \rho_1}{F_{\Pi}^2}; \quad M = \frac{k^2 f_0^2 \left(\frac{c}{F_{\Pi}} + \frac{F_{\Pi}}{\beta W_0} \right)}{F_{\Pi}^2};$$

$$E = \frac{2 F_{\Pi}^2}{k^2 f_0^2 \left(\frac{c}{F_{\Pi}} + \frac{F_{\Pi}}{\beta W_0} \right)} = \frac{2}{M}.$$

Для инженерных расчетов достаточно использовать выражение

$$t_{I, II} = \pm E (\sqrt{U} - \sqrt{U - Mx}), \quad (202)$$

где $t_I = E (\sqrt{U} - \sqrt{U - Mx})$ соответствует выдержке по времени при максимальном давлении, когда направление перемещения поршня компенсатора объема совпадает с направлением оси Ox (см. рис. 85), а $t_{II} = E (\sqrt{U} - Mx - \sqrt{U})$ — выдержке по времени при минимальном давлении, когда направление перемещения поршня компенсатора объема противоположно направлению оси Ox .

Сравнение значений t , устанавливаемых экспериментально и на основании зависимости (202), показывает достаточную их сходимость (погрешность составляет не более 5—7%), что позволяет применять формулу (202) при проектировании и наладке специальных клапанов для управления гидроприводом испытательных устройств.

Использование в производственных условиях испытательных клапанов-пульсаторов в гидростендах для проведения ресурсных, форсированных и ускоренных испытаний гидроприводов дает возможность значительно уменьшить стоимость и упростить эксплуатацию испытательного оборудования, обеспечить его работу в автоматическом режиме с широким диапазоном регулирования временных параметров.

3. АНАЛИЗ ДИНАМИКИ РАБОТЫ АППАРАТУРЫ УПРАВЛЕНИЯ

Исследование динамики процессов, происходящих в клапанах-пульсаторах, необходимо проводить с учетом влияния динамических процессов во всей гидросистеме. Задача

такого исследования — получить возможность создания упрощенной методики расчета основных параметров клапанов-пульсаторов на первом этапе проектирования гидросистемы с периодическим изменением рабочего давления, а также предварительно определить границы устойчивого изменения режимов срабатывания. Теоретическим вопросам изучения работы клапанов-пульсаторов посвящены исследования многих авторов [12; 26; 28].

Практическую ценность представляют исследования В. Ф. Пантелеева [12], давшие возможность на основе упрощенной математической модели гидросистемы с двухкаскадным двухходовым клапаном-пульсатором создать научно-обоснованную методику инженерных расчетов этих устройств, обеспечивающую достаточную точность результатов. Для анализа динамики двухходовых двухкаскадных клапанов - пульсаторов можно предложить обобщенную расчетную схему (рис. 87), которая путем исключения одного каскада преобразуется

в расчетную схему для исследования клапанов-пульсаторов прямого действия. Для исследования трехходовых двухкаскадных клапанов-пульсаторов в обобщенной расчетной схеме достаточно заменить стаканый клапан основного запорного органа второго каскада (m_2) трехщелевым золотником, так как условие срабатывания запорного органа первого каскада (m_1) остается без изменений. Данную расчетную схему можно представить математической моделью — системой дифференциальных уравнений движения клапанов первого и второго каскадов, а также балансов расхода рабочей жидкости. При составлении математиче-

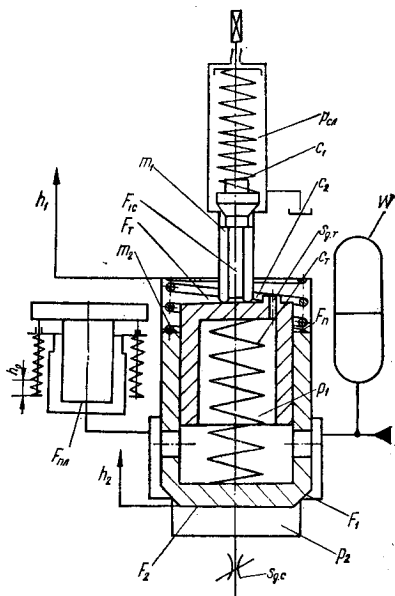


Рис. 87. Обобщенная расчетная схема двухступенчатого клапана-пульсатора.

ской модели приняты следующие допущения: на характер движения запорных органов оказывают влияние только силы сухого и вязкого трения; движение запорного органа клапана первого каскада (m_1) происходит совместно с толкателем, поэтому рассматривается только двухмассовая система соответственно с координатами перемещения h_1 и h_2 ; пружина толкателя выполнена достаточно мягкой, т. е. $c_T \ll c_1 + c_2$, и поэтому учитывать ее влияние на динамику процесса срабатывания клапана-пульсатора необязательно; подача насоса $Q_H = \text{const}$.

Движение запорного органа клапана первого каскада описывается уравнением

$$m_1 \ddot{h}_1 + n_1 \dot{h}_1 + R_1 \text{sign } \dot{h}_1 + c_1 h_1 = (p_1 - p_n) F_T + p_n F_{1c}, \quad (203)$$

а движение основного запорного органа второго каскада — уравнением

$$m_2 \ddot{h}_2 + n_2 \dot{h}_2 + R_2 \text{sign } \dot{h}_2 + c_2 h_2 = p_1 (F_1 - F_T) - p_n F_n + p_2 F_2, \quad (204)$$

где m_1 — приведенная масса запорного органа первого каскада и толкателя; m_2 — масса основного запорного органа второго каскада; n_1, n_2 — коэффициенты вязкого трения; R_1, R_2 — силы сухого трения; c_1, c_2 — соответственно жесткости настроечной пружины клапана первого каскада и пружины возврата клапана второго каскада; p_1, p_n, p_2 — соответственно давления жидкости в полости клапана второго каскада, в поршневой полости и в подклапанной полости; F_T, F_{1c}, F_1, F_2 — площади поперечных сечений толкателя, подъемной конической фаски клапана первого каскада, запечиков торца основного запорного органа и второго каскада.

Баланс расхода рабочей жидкости для полости основного запорного органа

$$\beta_1 \frac{dp_1}{dt} = Q_H - k_{д.т} S_{д.т} \sqrt{p_1 - p_n} - k_2 h_2 \sqrt{p_1 - p_2} - F_T \dot{h}_1 - F_1 \dot{h}_2 - \alpha p_1; \quad (205)$$

для поршневой полости клапана-пульсатора

$$\beta_2 \frac{dp_n}{dt} = k_{д.т} S_{д.т} \sqrt{p_1 - p_n} F_T + h_1 + F_n \dot{h}_2 - k_2 h_1 \sqrt{p_n - p_{с.л}}; \quad (206)$$

для напорной и подклапанной полостей

$$\beta_3 \frac{dp_2}{dt} = k_2 h_2 \sqrt{p_1 - p_2} - k_{д.с} s_{д.с} \sqrt{p_2 - p_{сл}}, \quad (207)$$

где $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ — коэффициенты сжимаемости рабочей жидкости соответственно в полостях основного запорного органа, поршневой и подклапанной; $k_{д.т}, k_{д.с}$ — коэффициенты расхода жидкости через дроссельные отверстия в толкателе и в сливной магистрали; k_1, k_2 — коэффициенты пропорциональности; α — коэффициент утечек; $s_{д.с}, s_{д.т}$ — площади проходных сечений слива и толкателя.

Для аналитического решения системы нелинейных дифференциальных уравнений (203)—(207) необходима аппроксимация ее нелинейных составляющих. Такая работа для решения подобной задачи была выполнена В. Ф. Пантелеевым [12]. Исходная система нелинейных дифференциальных уравнений была решена на аналоговой вычислительной машине. Результаты решения подтвердили наличие в системе периодического процесса изменения амплитудного значения давления с заданной частотой, а также релейный характер срабатывания клапана первого каскада, т. е. то, что время его открытия на порядок меньше быстрого действия основного запорного органа второго каскада.

По результатам теоретического анализа исходной нелинейной системы уравнений, подобной выражениям (203)—(207), предложена упрощенная математическая модель расчетной схемы двухступенчатого двухходового клапана-пульсатора (при $p_{сл} = 0$):

$$\left\{ \begin{array}{l} n_1 \dot{h}_1 + c_1 \dot{h}_1 = (p_1 - p_n) F_\tau + p_n F_{1c}; \\ m_2 \ddot{h}_2 + n_2 \dot{h}_2 + c_2 h_2 = p_1 (F_1 - F_\tau) - p_n F_n + p_2 F_2; \\ \beta_1 p_1 = Q_n - k_{д.т} s_{д.т} \sqrt{p_1 - p_n} - k_2 h_2 \sqrt{p_1 - p_2} - \\ - F_\tau \dot{h}_1 - F_1 \dot{h}_2; \\ \beta_2 \dot{p}_n = k_{д.т} s_{д.т} \sqrt{p_1 - p_n} + F_\tau \dot{h}_1 + F_n \dot{h}_2 - \\ - k_1 h_1 \sqrt{p_n} = 0; \\ \beta_3 p_2 = k_2 h_2 \sqrt{p_1 - p_2} - k_{д.с} s_{д.с} \sqrt{p_2} = 0. \end{array} \right. \quad (208)$$

Решение системы (208) было проведено методом линеаризации основных нелинейностей, а существенная нелинейность релейной характеристики перемещения клапана первого каскада $h_1(p_1)$ была устранена методом гармонической

линеаризации, причем решение для давления p_1 находилось в виде

$$p_1 = p_0 + P_0 \sin \omega t, \quad (209)$$

где p_0 — постоянная составляющая давления в гидросистеме; ω — частота изменения амплитудного значения абсолютного приращения давления P_0 .

Конечные решения системы (208) могут быть рекомендованы для выбора параметров проектируемых гидросистем с клапаном-пульсатором [18]. Более простой метод анализа динамики срабатывания клапана-пульсатора, предложенный в работах [12; 26], основывается на исследовании движения только основного запорного органа второго каскада с учетом баланса расходов жидкости, причем такое допущение хорошо согласуется с доказанной теоретически и экспериментально релейностью срабатывания запорного органа первого каскада. В этом случае обобщенное уравнение движения запорного органа второго каскада ($m_2 = m$; $h_2 = h$) по расчетной схеме на рис. 87 записывается в виде

$$m\ddot{h} + \mu\dot{h}^2 + (c_2 + F_1/(\beta_{\text{пр}}W))h = p_1(F_1 - F_\tau) + p_2F_2 - p_nF_n, \quad (210)$$

где μ — приведенный коэффициент сил трения, определяемых гидравлическими потерями в системе; $(c_2 + F_1/(\beta_{\text{пр}}W))$ — приведенный коэффициент жесткости гидросистемы с начальным объемом W при допущении, что приведенный коэффициент сжимаемости жидкости $\beta_{\text{пр}} \approx \text{const}$ [26] для давлений $p_1 < 3,2$ МПа.

Давление жидкости p_1 в полости клапана второго каскада определяется податливостью системы, подачей насоса Q и расходом жидкости из поршневой полости $Q_n = F_n \dot{h}$:

$$p_1 = \frac{(Q_n - F_n \dot{h}) t}{W \beta_{\text{пр}}}. \quad (211)$$

Давления в поршневой (p_n) и подклапанной (p_2) полостях клапана-пульсатора

$$p_n = \varphi(\dot{h}); \quad p_2 \approx p_{\text{сл}} = 0 \quad (212)$$

при условии малых сопротивлений в магистралях слива из подклапанной полости.

Выражение (211) в общем виде записывается как нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка

$$\ddot{h} + a\dot{h}^2 + bh = (A + B\dot{h})t + R, \quad (213)$$

решение которого осуществляется численными приближенными методами, например методом Рунге—Кутты (13), с использованием ЭЦВМ. В выражении (213) величины a , b , A , B , R — постоянные коэффициенты, полученные в результате приведения подобных членов. Это выражение можно упростить с помощью линеаризации его составляющих $a\dot{h}^2$ и $B\dot{h}t$.

Сравнительный анализ решения математической модели клапана-пульсатора по выражениям (208) и (213) показывает, что значения расчетных параметров гидросистем, вычисленных указанными методами, в среднем отличаются не более чем на 5...7%. Большая погрешность второго метода анализа динамики срабатывания клапана-пульсатора обусловлена периодом разгона основного запорного органа второго каскада.

4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ АППАРАТУРЫ УПРАВЛЕНИЯ

При необходимости изготовления в производственных условиях специальной аппаратуры управления гидроимпульсным приводом не всегда целесообразно пользоваться методикой анализа динамики ее срабатывания. Для инженерного расчета на первом этапе проектирования аппаратуры управления рекомендуется упрощенный метод, основанный на взаимосвязи параметров срабатывания клапанов-пульсаторов и обеспечивающий достаточную точность результатов, что подтверждено практикой конструирования и эксплуатации*. Допущения, принятые для упрощенного метода расчета, предварительно согласовывались с результатами теоретических и экспериментальных исследований [12; 26; 28].

Проектируемый клапан-пульсатор должен обеспечивать создание периодических (с заданной частотой) колебаний давления в гидросистеме от p_1 (максимальное амплитудное

* Методика расчета и конструирования элементов аппаратуры управления разработана совместно с Обертюхом Р. Р.

значение) до p_2 (минимальное амплитудное значение), достаточно надежно предохранять гидросистему от перегрузок и не допускать текущих амплитудных значений давления $p_a > p_1$; обеспечивать передачу заданной энергии при разрядке одноходового гидроаккумулятора в полость рабочего гидроцилиндра; опорожнение последнего с минимальными потерями в сливных магистралях при максимально допустимых скоростях для использования полной энергии обратного хода рабочего плунжера машины.

Чувствительность клапана-пульсатора в целом определяет его быстродействие — время t_k открытия основного запорного органа клапана второго каскада. Расчет параметров этого элемента аппаратуры управления обусловлен тем, что скорость его подъема не может быть выше скорости, определяемой расходом жидкости из поршневой (надклапанной) полости. По аналогии с предохранительными клапанами [25; 31] принимают, что допустимый заброс давления (Δp) превышает статическую настройку срабатывания клапана-пульсатора $p_1 = p_k$ не более чем на 20% от значения p_k . При этом можно пренебречь погрешностью расхода жидкости (5—10%) и принять зависимость $Q = f(p^{0,5})$. При расчетах допускается, что скорость подъема основного запорного органа клапана второго каскада постоянна, а время его разгона до этой скорости $t_p \ll t_k$. Эти допущения подтверждены экспериментально [26]. В соответствии с данными экспериментов среднее быстродействие клапана-пульсатора, рассчитанного на подачу $1,1 \times 10^{-3}$ м³/с, составляет примерно 10^{-3} с. При среднем диаметре герметизирующей фаски клапана первого каскада, равном 2 см, и при давлении настройки $p_1 = p_k = 10$ МПа открытие основного запорного органа второго каскада h_0 составит [26]

$$h_0 = \frac{Q_n}{k_k \lambda_0 \sqrt{p_k}} = \frac{1,1 \cdot 10^3}{0,033 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{10^7}} = 2,51 \cdot 10^3, \quad (214)$$

где $k_k = 0,033$ — коэффициент пропорциональности, учитывающий размерности в системе СИ; $\lambda_0 = 4,2 \cdot 10^{-3}$ м — коэффициент, характеризующий изменение площади открытия проходного сечения клапана при $h = h_0$ (определяется как параметр, учитывающий диаметр запорного органа d и условия герметизации — фасочная, золотниковая — коэффициентом k ; в общем случае $\lambda = \pi dk$).

Скорость подъема основного запорного органа при $t_k = 4 \cdot 10^{-3}$ с

$$v = \frac{h_0}{t_k} = \frac{2,51 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3}} = 0,62 \text{ м/с}, \quad (215)$$

а время его разгона до скорости $v = 0,62$ м/с при среднем усилии $P_{cp} = 400$ Н, определяемом перепадом $\Delta p = p_1 - p_2$ и действующим на запорный орган с массой $m = 0,3$ кг в момент подъема,

$$t_p = \frac{mv}{P_{cp}} = \frac{0,3 \cdot 0,62}{400} = 0,465 \cdot 10^{-3} \text{ с}. \quad (216)$$

Расчет подтверждает, что $t_p \ll t_k$ и что при инженерных расчетах этой величиной можно пренебречь. Учитывая расход жидкости из поршневой полости клапана-пульсатора, равный $Q_p = F_p v$, можно по зависимости, аналогичной выражению (214), определить параметры проходных сечений клапана первого каскада в соответствии с расчетной схемой на рис. 87:

$$F_p v = k_k \lambda_0 h_{i0} \sqrt{\rho_k \frac{F_1 + F_2}{F_p}}. \quad (217)$$

По известной величине h_0 и по принятому значению λ_0 находится площадь проходного сечения клапана-пульсатора. Такие проектировочные расчеты определяют конструктивные размеры разрабатываемых клапанов-пульсаторов. Проектирование упругих силовых элементов — пружин настройки срабатывания клапана первого каскада и пружин возврата клапана второго каскада — осуществляется известными методами [22] по геометрическим размерам элементов конструкции, полученным расчетным путем, и по заданным давлениям настройки (p_1) и закрытия (p_2).

При проектировании силовых упругих элементов особое внимание следует уделять правильному выбору коэффициента жесткости (c) с учетом массы запорного органа и пружины, имеющих собственную частоту $\omega = \sqrt{c/m}$. Устойчивость работы клапана-пульсатора с заданной частотой пульсации давления в системе (ω_k) обеспечивается при условии $\omega < \omega_k$.

При конструировании клапанов-пульсаторов рекомендуется использовать блочный (модульный) принцип выполнения основных узлов. Повышение износостойкости золот-

никовых и клапанных пар запорных элементов обеспечивается при изготовлении последних из сталей типа ШХ-15, 40ХНМА, 20Х. Твердость клапанов и золотников достигается соответствующей термообработкой (не ниже HRC 56...62). для гильз и седел — HRC 50...56. Для стабилизации размеров золотников (клапанов) можно рекомендовать обработку холодом с последующим старением. Окончательной доводочной операцией является притирка, обеспечивающая шероховатость поверхности распределительных элементов аппаратуры управления Ra 0,008...0,01 и точность обработки 1...5 мкм. Перед притиркой должна быть обеспечена начальная шероховатость поверхности не ниже Ra 1,25...0,63 и припуск на обработку 0,02...0,06 мм. Притирка производится двумя-тремя абразивными порошками или пастами с последовательным переходом от крупнозернистых к мелкозернистым. Зернистость порошков и паст назначается в зависимости от твердости обрабатываемого материала. В качестве смазок при притирке применяют керосин, легкие минеральные масла, содовую воду и оливковое масло. Процесс доводки ускоряется при добавлении в смазку олеиновой и стеариновой кислот, парафина и каифоли.

После окончательной обработки золотниковых пар проверяются размеры и правильность геометрической формы. Внутренний диаметр гильзы золотника контролируется приборами с ценой деления 1 мкм или пневмокалибрами. Прямолинейность оси отверстия контролируется набором цилиндрических оправок с разницей в диаметрах до 5 мкм. Наружный диаметр золотника измеряется микрометром на каждом рабочем пояске. Прямолинейность проверяется на контрольной плите.

При обработке клапанов особое внимание уделяется чистоте поверхности и соблюдению геометрической формы посадочных мест. Поверхности клапана и седла в месте контакта по герметизирующему пояску, а также поверхности, направляющие движение клапана относительно седла и корпуса, обрабатываются с точностью не ниже 8—10-го квалитетов по системе ЕСДП СЭВ и с шероховатостью не ниже Ra 0,16. Окончательной отделочной операцией при изготовлении клапанов является притирка, обеспечивающая полное прилегание конической фаски клапана к седлу в месте контакта по замкнутой кольцевой поверхности — герметизирующему пояску.

Золотники пульсаторов машины типа ИВПМ должны снабжаться тормозными устройствами, предотвращающими удары торцов золотника в крайних положениях. В зависимости от назначения, действующих значений усилий и размеров золотников (клапанов) тормозные устройства могут быть гидравлическими нерегулируемыми, гидравлическими регулируемыми плунжерного типа и пружинными. Принцип действия гидравлических тормозных устройств основан

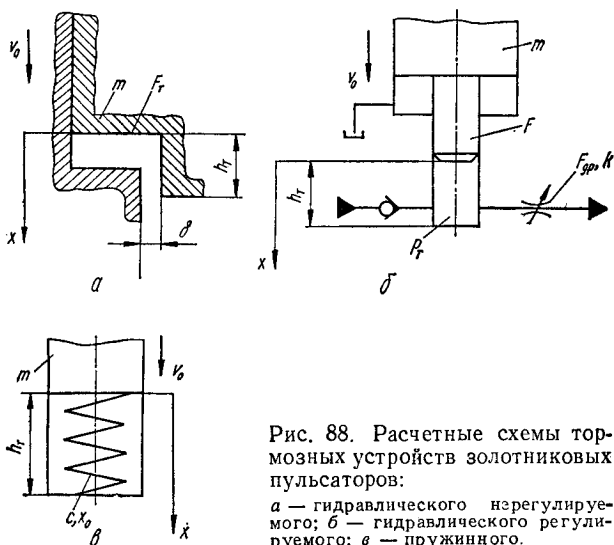


Рис. 88. Расчетные схемы тормозных устройств золотниковых пульсаторов:
 а — гидравлического нерегулируемого; б — гидравлического регулируемого; в — пружинного.

на выдавливании жидкости из тормозной камеры через диаметральный зазор δ (рис. 88, а) или через дроссель (рис. 88, б). Для предварительного заполнения тормозной камеры жидкостью используется обратный клапан. Пружинные тормозные устройства (рис. 88, в) рекомендуются для клапанов-пульсаторов с диаметром условного прохода не более 12 мм. Эти устройства содержат по две пружины, осуществляющие торможение золотника при прямом и обратном ходе.

Проектный расчет тормозных устройств проводится при следующих допущениях: сжимаемость жидкости в гидравлических тормозных устройствах не учитывается ввиду малости объема тормозной камеры; режим движения жидкости в зазоре тормозного устройства (рис. 88, а) считается ла-

минарным [22; 25]; силы трения в процессе торможения значительно (на порядок) меньше других усилий на запорном органе и при расчетах не учитываются.

Расчет тормозных устройств заключается в определении основных конструктивных и рабочих параметров. Для нерегулируемых тормозных гидравлических устройств рассчитывают максимальное значение давления торможения при скорости v_0 :

$$p_{\tau \cdot \max} = 1,07 \sqrt{\frac{\mu m}{d \delta^3}} v_0^3 \quad (218)$$

и ход торможения

$$h_{\tau} = 0,72 \frac{1}{F_{\tau}} \sqrt{\frac{m \delta^3 d}{\mu}} v_0, \quad (219)$$

где δ — диаметральный зазор; F_{τ} — эффективная площадь торможения; d — диаметр расточки, в которую входит тормозной выступ; m — масса золотника; μ — динамический коэффициент вязкости жидкости.

Если при проектировании тормозного устройства в качестве исходного параметра назначается давление торможения p_{τ} , то необходимый зазор

$$\delta = 0,95 \frac{1}{v_0} \sqrt[3]{\frac{p_{\tau}^2 d}{\mu m}}. \quad (220)$$

Для регулируемых гидравлических тормозных устройств определяется изменение скорости $\frac{dx}{dt}$; давление p_{τ} и время торможения

$$\frac{dx}{dt} = v_0 \exp\left(-\frac{F^3 \rho x}{2k_{\tau}^2 F_{\text{др}}^2 m}\right); \quad (221)$$

$$p_{\tau} = \frac{v_0^2}{2k_{\tau}^2} \frac{\rho}{F_{\text{др}}^2} \exp\left(-\frac{F^3 \rho x}{k_{\tau}^2 F_{\text{др}}^2 m}\right); \quad (222)$$

$$t_{\tau} = \frac{2k_{\tau}^2 F_{\text{др}}^2 m}{v_0 F^3 \rho} \left[\exp\left(\frac{F^3 \rho h}{2k_{\tau}^2 F_{\text{др}}^2 m}\right) - 1 \right], \quad (223)$$

где F — площадь плунжера тормозного устройства; k_{τ} — коэффициент расхода; ρ — плотность рабочей жидкости; $F_{\text{др}}$ — площадь проходного сечения дросселя.

Расчет пружинного тормозного устройства сводится к определению жесткости пружины c при предварительном натяжении x_0 и заданном ходе торможения h_T :

$$c = \frac{mv_0^2}{2h_T(2x_0 + h_T)} \quad (224)$$

Например, для нерегулируемого гидравлического тормозного устройства максимальные значения хода $h_{T \max}$ и давления $p_{T \max}$ торможения при исходных параметрах $v_0 = 1,5$ м/с; $F = 4,9 \cdot 10^{-4}$ м²; $\delta = 4,25 \cdot 10^{-5}$ м; $\mu = 18 \cdot 10^{-3}$ Па · с; $d = 3 \cdot 10^{-2}$ м; $m = 2$ кг определяются по зависимостям (218) и (219)

$$p_{T \max} = 1,07 \sqrt{\frac{18 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 1,5^3}{3 \cdot 10^{-2} (4,25 \cdot 10^{-5})^3}} = 7,7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 7,7 \text{ МПа};$$

$$h_{T \max} = 0,72 \frac{1}{4,9 \cdot 10^{-4}} \sqrt{\frac{2 (4,25 \cdot 10^{-5})^3 \cdot 3 \cdot 10^{-2}}{18 \cdot 10^{-3}}} 1,5 = 9,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

При том же ходе торможения давление в тормозной камере регулируемого гидравлического тормозного устройства $p_T = 0,062$ МПа. Практика эксплуатации ВМ и ВУМ с тормозными устройствами подтверждает эффективность их применения с целью повышения надежности и долговечности распределительных узлов привода. Для короткоходовой (клапанной) распределительной аппаратуры управления целесообразно применять нерегулируемые тормозные устройства, обеспечивающие интенсивное поглощение кинетической энергии на незначительном пути торможения.

5. СПЕЦИАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ С КЛАПАНАМИ-ПУЛЬСАТОРАМИ*

МЕХАНИЗАЦИЯ УБОРКИ ПЛОДОВ В САДОВОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Среди средств механизированной уборки плодов всех видов значительное место занимают машины с использованием вибрационных устройств для встряхивания ветвей

* В разработке и исследовании специального оборудования с клапанами-пульсаторами принимали участие Малярчук А. А. и Коц И. В.

и деревьев [8]. Наиболее перспективным приводом для этих вибрационных устройств следует считать гидравлический, в котором используется гидросистема базовой транспортирующей машины и который является наиболее простым техническим средством осуществления возвратно-поступательного движения рабочего органа при малой массе и низкой стоимости механизмов, передающих энергию от двигателя базовой машины к исполнительным рабочим органам. Особенно заметны преимущества гидравлического привода в тех случаях, когда необходимо обеспечивать регулирование параметров знакопеременного

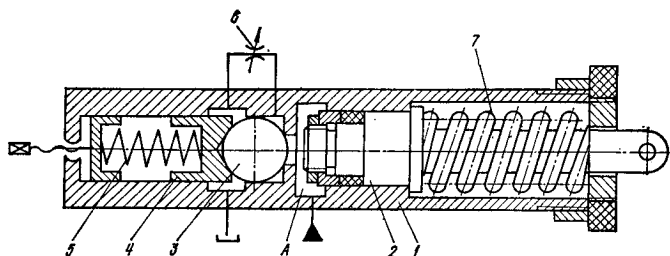


Рис. 89. Схема гидравлического вибратора.

возвратно-поступательного движения при значительных перемещениях рабочего органа, высоких частотах и больших, действующих на объект обработки, усилиях.

В Винницком политехническом институте (ВПИ) разработан гидравлический вибратор, предназначенный для использования в качестве автономного узла привода рабочих органов плодуборочных встряхивающих машин. Принцип действия такого вибратора (рис. 89) основан на создании в рабочем гидроцилиндре пульсирующего давления с помощью специального клапана-пульсатора. Отличительной особенностью конструкции гидравлического вибратора является выполнение в одном корпусе (соосно) гидроцилиндра одностороннего действия с пружинным возвратом и управляющего клапана-пульсатора с шариком в качестве распределительного элемента.

При таких конструктивных особенностях обеспечивается высокая эксплуатационная надежность, малые габаритные размеры и масса, приходящаяся на 1 кВт выходной мощности, а также возможность нормальной работы без предохранительного клапана в гидросистеме. При установ-

ке гидравлического вибратора нет необходимости в дополнительной присоединительной аппаратуре, простота конструкции обуславливает возможность изготовления подобных вибраторов на неспециализированных предприятиях.

Работает гидравлический вибратор следующим образом. Рабочая жидкость под давлением поступает в полость *A* гидроцилиндра и воздействует на поршень *2*, который перемещается и сжимает пружину *7*. При этом давление в полости *A* гидроцилиндра повышается до величины, при которой сила давления жидкости на шарик *3* становится больше силы пружины *5*, прижимающей шарик *3* к седлу в корпусе *1*, что приводит к отрыву шарика *3* от седла. Сила давления жидкости на шарик *3* резко возрастает во столько раз, во сколько площадь сечения шарика *3* больше площади перекрытия отверстия из полости *A*, и выталкивает шарик *3* из расточки корпуса *1*, соединяя полость *A* со сливом. Давление в полости *A* падает и силовая пружина *7* возвращает поршень *2* в исходное положение, выталкивая жидкость из полости *A* и поддерживая на сливе перепад давления, необходимый для удержания шарика *3* в открытом положении. В конце обратного хода рабочего поршня *2* перепад давления на сливе уменьшается и пружина *5* через направляющую опору *4* возвращает шарик *3* в расточку корпуса *1*. С момента перекрытия шариком расточки корпуса *1* и до момента посадки шарика *3* на седло, т. е. перекрытия отверстия из полости *A*, жидкость вытесняется на слив через дроссель *6*, настройка которого обеспечивает оптимальный режим срабатывания клапана-пульсатора. При посадке шарика *3* на седло полость *A* полностью отделяется от линии слива и цикл повторяется. Для нормальной работы такого клапана-пульсатора требуется гидравлический аккумулятор. В данной конструкции функции гидравлического аккумулятора выполняет полость *A*, объем которой изменяется при движении поршня *2*. В полости *A* энергия накапливается за счет сжатия жидкости при увеличении давления от минимального до максимального значения.

Питание гидравлического вибратора осуществляется от гидропривода базовой машины, на которой монтируется плодуюборочный агрегат.

Гидравлический вибратор такого типа легко встраивается в различное оборудование, предназначенное для обеспечения вибрационных и виброударных технологических процессов.

Работниками ВПИ совместно с коллективом Кишиневского ГСКБ по машинам для садов и виноградников, на базе гидравлического вибратора создан встряхиватель плодов, обрабатывающий деревья при непрерывном движении плодуборочной машины вдоль ряда. По способу передачи

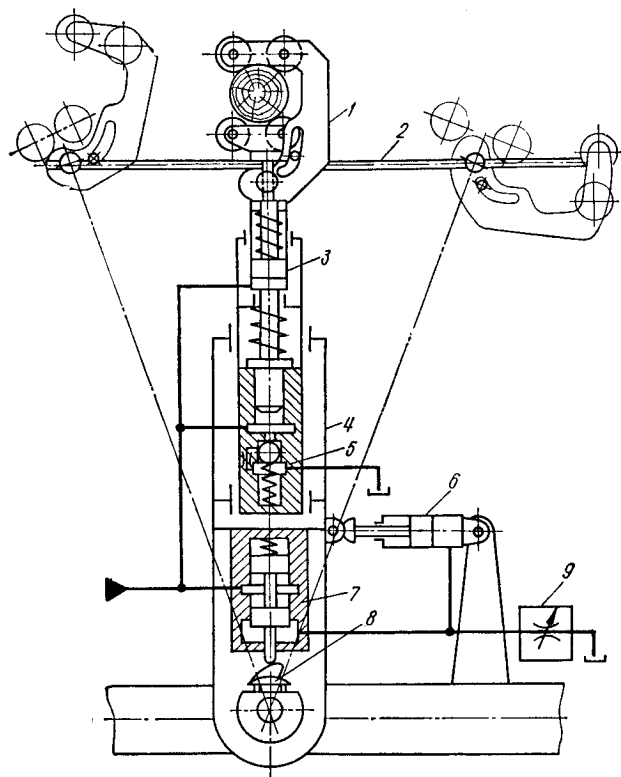


Рис. 90. Схема гидравлического встряхивателя.

вибрации дереву встряхиватель относится к устройствам инерционного типа. В качестве инерционной массы используется масса корпуса вибратора и деталей, обеспечивающих свободное движение вибратора с механизмом захвата относительно стрелы. Преимуществом вибратора такого типа является почти полное отсутствие передачи колебаний на стрелу и базовый агрегат.

Основным узлом встряхивателя (рис. 90) является стрела 4, установленная на оси, закрепленной на базовом агрегате. С помощью гидроцилиндра 6 осуществляется поворот стрелы в горизонтальной плоскости. На стреле установлен блок, состоящий из гидравлического вибратора 5 и механизма захвата 1 с приводным гидроцилиндром 3. Этот блок может свободно перемещаться относительно стрелы вдоль ее продольной оси. Определенное положение в пространстве механизма захвата 1 обеспечивается с помощью направляющей 2, расположенной параллельно продольной оси базового агрегата. Закрепленный неподвижно на стреле золотник 7 переключается кулачком 8 и служит для автоматизации цикла работы встряхивателя. Кулачок 8 оказывает воздействие на толкатель золотника 7 при движении стрелы слева направо, что соответствует рабочему ходу, а при холостом обратном ходе стрелы справа налево, благодаря действию шарнирного устройства и наличию скоса на рабочем профиле, кулачок 8 поднимается над толкателем золотника 7, исключая его переключение и обеспечивая возврат стрелы в исходное крайнее левое положение. Механизм захвата 4 закрепляет встряхиватель на стволе плодового дерева с помощью четырех пар обрешиненных роликов. Две пары роликов укреплены на штоке гидроцилиндра 3 и связаны с направляющей 2, обеспечивающей положение механизма захвата в пространстве. Две другие пары роликов смонтированы на скобе, закрепленной на корпусе гидроцилиндра 3 с помощью вертикальной оси, вокруг которой скоба может вращаться. Положение скобы с роликами обеспечивается благодаря выполненному на скобе профилированному пазу, в котором перемещается палец, жестко связанный со штоком гидроцилиндра 3.

Работает встряхиватель следующим образом. При отсутствии давления в гидросистеме стрела находится в крайнем левом (по схеме) положении, а поршень со штоком гидроцилиндра 3 — под действием пружины находится в крайнем нижнем положении. Скоба с роликами откинута в сторону, т. е. захват раскрыт (на схеме это положение показано штриховыми линиями). Толкатель золотника 7 находится на участке профиля кулачка с малым радиусом, что соответствует открытому положению золотника. Поэтому подача рабочей жидкости в напорную магистраль не оказывает влияния на вибратор, так как золотник 7 от-

крыт и через дроссель 9 рабочая жидкость перетекает в бак, а возникший на дросселе незначительный перепад давления приводит к появлению силы на штоке гидроцилиндра 6, что удерживает стрелу в крайнем левом положении. Движение базового агрегата направляется вдоль ряда плодовых деревьев таким образом, чтобы ствол дерева попал в раскрытый механизм захвата. Поскольку базовый агрегат движется непрерывно, при попадании ствола в механизм захвата стрела поворачивается вокруг оси с кулачком 8. Вместе со стрелой перемещается закрепленный на ней золотник 7, толкатель которого, двигаясь по кулачку 8 в зоне подъема профиля, будет перемещать золотник. В результате поворота стрелы на некоторый угол золотник 7, переместившись вверх, отсоединит напорную магистраль от сливной и давление жидкости в гидросистеме встряхивателя начнет повышаться. Давление поступающей в гидроцилиндр захвата 3 рабочей жидкости вызовет перемещение поршня со штоком вверх. При этом сжимается пружина возврата и перемещаются закрепленные на штоке ролики, а жестко связанный со штоком палец, перемещаясь по профилированному пазу скобы, обеспечит ее поворот вокруг оси и закрытие захвата.

При дальнейшем перемещении поршня со штоком ствол плодового дерева будет зажат между роликами на штоке и роликами на скобе, вследствие чего образуется жесткая связь между штоком гидравлического вибратора 3 и стволом дерева. Давление жидкости будет увеличиваться, пока не достигнет давления срабатывания клапана-пульсатора гидравлического вибратора 3. С этого момента начнется работа вибратора, и следовательно, стряхивание плодов с дерева, зажатого в механизме захвата. Давление закрытия клапана-пульсатора подбирается таким, чтобы сила на штоке гидроцилиндра захвата 3 оставалась достаточной для сохранения необходимой жесткости связи ствола дерева и механизма захвата.

Дерево подвергается вибрационному воздействию до тех пор, пока стрела, соединенная со стволом, не достигнет положения, в котором толкатель золотника 7 опустится с участка профиля кулачка 8, имеющего максимальный радиус. В этот момент золотник 7 соединит нагнетательную магистраль со сливной, давление в гидросистеме снизится, вибратор прекратит работу, а пружина возвра-

та переместит вниз поршень со штоком в гидроцилиндре захвата 3. При этом опустятся ролики, соединенные со штоком, а движение пальца по профилированному пазу скобы приведет к раскрытию захвата (на рис. 90—справа). Ствол дерева окажется свободным и выйдет за пределы механизма захвата. Слив жидкости в бак через дроссель 9 вызовет перепад давления на дросселе. Величина перепада давления на дросселе 9 при сливе достаточна, чтобы гидроцилиндр 6 развил усилие, необходимое для поворота стрелы в исходное (крайнее левое по схеме) положение. Во время этого движения кулачок 8, имеющий шарнирное устройство и скос на рабочем профиле, поднимется над толкателем золотника 7 и обеспечит открытие золотника 7 в течение всего времени обратного хода стрелы. После достижения стрелой исходного положения толкатель золотника 7 выйдет из-под рабочего профиля кулачка 8 и шарнирное устройство опустит кулачок в рабочее положение. Таким образом, все системы встряхивателя займут первоначальное положение. В результате движения базового агрегата механизм захвата наедет на следующее плодовое дерево в ряду и весь цикл повторится.

МЕХАНИЗАЦИЯ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ РАБОТ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

В связи с ростом объема перевозок насыпных грузов железнодорожным транспортом требуется повышение уровня механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных работ. Для механизации процессов разгрузки в последние годы созданы различные мощные высокопроизводительные разгрузочные машины оригинальных конструкций (вагоноопрокидыватели, виброплощадки, элеваторы и др.). Это дает возможность ускорить разгрузку, снизить затраты и сократить сверхнормативные простои вагонов под разгрузкой. Однако применение таких машин экономически выгодно на пунктах выгрузки с оборотом свыше 30 вагонов в сутки. В связи с этим остается нерешенной проблема создания простого и дешевого оборудования, обеспечивающего эффективную разгрузку полувагонов с сыпучим грузом, а также очистку подвижного состава от остатков грузов, так как независимо от рода и состояния грузов часть их при выгрузке

задерживается на полу, в штампованных ребрах-карманах цельнометаллических стенок кузова. Наибольшее количество груза остается на крышках люков, угол наклона которых в среднем равен 30° , тогда как угол естественного откоса грузов достигает 45° и более. Вследствие такого соотношения углов даже сухой материал не может высыпаться полностью через отверстие люка, а тем более увлажненные или вязкие сыпучие грузы. Количество

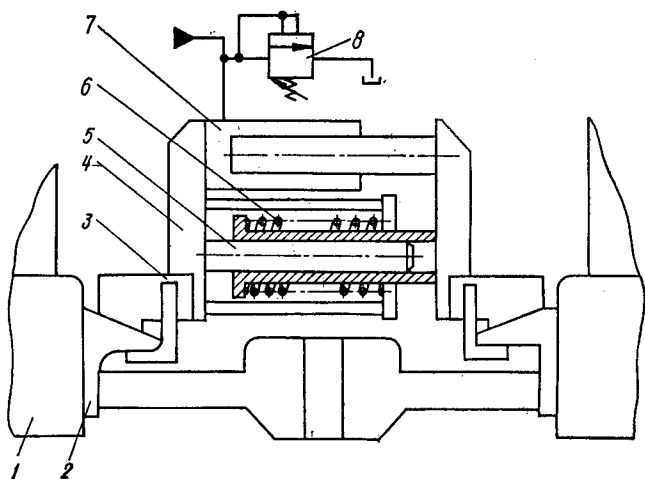


Рис. 91. Схема гидравлического вибратора для разгрузки полувагонов.

остатков сыпучих грузов зависит от многих факторов (вида груза, его влажности, крупности кусков, температуры воздуха, дальности перевозки, способа разгрузки) и может составлять от 2 до 30% всей массы груза [23; 32].

Анализ существующих конструкций вибраторов и результаты их испытаний показали, что наиболее эффективным способом разгрузки полувагонов от сыпучих грузов является приложение колебаний вдоль продольной оси вагона. В ВПИ на основе схемы, показанной на рис. 90, разработан оригинальный вибратор, предназначенный для одновременной очистки или разгрузки двух сцепленных между собой полувагонов (рис. 91). В состав вибратора входит гидроцилиндр 7 плунжерного типа одностороннего

действия; клапан-пульсатор 8, управляющий потоком рабочей жидкости; пружины возврата 6; механизмы крепления 3 вибратора к полувагонам 1, смонтированные на раме 4. Рама 4 состоит из двух частей, которые могут свободно двигаться относительно друг друга по двум цилиндрическим направляющим 5. Перед работой вибратор устанавливают между вагонами. При этом его механизмы крепления попадают на ударные розетки 2 полувагонов и закрепляются на них, что обеспечивает жесткую двустороннюю связь между вибратором и полувагонами. При включении вибратора возникает продольно направленная возмущающая сила, которая через лобовые брусья передается кузовам полувагонов 1.

Принцип действия вагонного гидравлического вибратора заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением поступает в гидроцилиндр 7 вибратора по напорной магистрали, в ответвлении которой подключено распределительное устройство — клапан-пульсатор 8. Клапан-пульсатор периодически при достижении заданного давления, определяющего расчетное рабочее усилие плунжера гидроцилиндра, соединяет напорную магистраль со сливом. Таким образом, в рабочей полости гидроцилиндра амплитудное значение давления жидкости изменяется с определенной периодичностью (частотой) от минимального до максимального значения. В промежуток времени, когда клапан-пульсатор 8 закрыт и напорная магистраль отделена от линии слива, насос подает рабочую жидкость под давлением в гидроцилиндр. Под действием давления жидкости на рабочий плунжер образуется сила, заставляющая плунжер перемещаться. Перемещение плунжера вызывает взаимное перемещение частей рамы 4. Посредством механизмов крепления вибратора 3 перемещение плунжера вызывает движение полувагонов. При этом сжимаются силовые пружины, что оказывает влияние на изменение давления рабочей жидкости в гидроцилиндре при ее сжатии. Давление жидкости в гидроцилиндре 7 повышается до давления настройки клапана-пульсатора 8. При срабатывании клапана-пульсатора 8 напорная магистраль соединяется с линией слива в момент, когда давление рабочей жидкости в напорной магистрали достигает максимального настроенного значения, а закрытие происходит, когда давление в гидросистеме упадет до некоторой малой величины, зависящей от конструктивных особенностей кла-

пана-пульсатора и от потерь давления в линии слива. После открытия клапана-пульсатора и падения давления жидкости в гидроцилиндре силовые пружины *б* начинают распрямляться за счет накопленной энергии упругой деформации. При этом сдвигаются части рамы *4* вместе с механизмами захвата и возвращается в исходное положение рабочий плунжер. В результате закрытия клапана-пульсатора *8* напорная магистраль отсоединяется от сливной, система переходит в первоначальное состояние и рабочий цикл повторяется.

ВИБРОБУНКЕРЫ И ВИБРОЛОТКИ ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ЗАГРУЗКИ ШТУЧНЫХ ЗАГОТОВОК

Вибрационные транспортно-загрузочные устройства типа вибробункеров и вибролотков применяются в различных отраслях промышленности для снабжения станков штучными заготовками в качестве ориентирующих механизмов, накопителей, подъемников, устройств транспортировки деталей от станка к станку и т. п. [38].

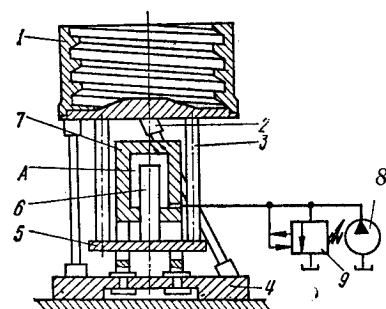


Рис. 92. Схема вибробункера.

Для подобных устройств, наряду с общеизвестными, можно рекомендовать и гидропривод с клапаном-пульсатором, установленным на сливе. Использование этого привода в вибробункерах и лотках дает возможность относительно просто решить задачу регулировки основных рабочих характеристик этих устройств, например по частоте и амплитуде, а также облегчить учет технологических особенностей транспортировки заготовок.

На рис. 92 показана схема вибробункера для транспортирования мелких сборочных деталей. К элементам вибробункера относится съемный цилиндрический бункер *1*, внутри которого нарезана винтовая канавка. Бункер *1* подвешен с помощью трех наклонных цилиндрических стержней *2*, прикрепленных к основанию *4*, и жестко свя-

зан тягами 3 с траверсой 5. Полость А корпуса рабочего гидроцилиндра 7 непосредственно соединена с насосом 8 и через клапан-пульсатор 9 — со сливом. При повышении давления в гидросистеме плунжер 6 рабочего гидроцилиндра 7 перемещается совместно с бункером 1 вниз, деформируя упругие стальные элементы — цилиндрические наклонные стержни 2. При достижении в гидросистеме заданного давления p_n , определяемого настройкой клапана-пульсатора 9, происходит срабатывание последнего и соединение полости А со сливом. Давление в гидросистеме

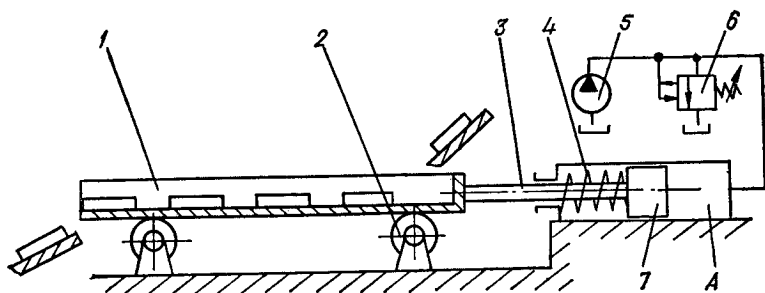


Рис. 93. Схема вибротка.

падает, и бункер 1 под действием усилия деформированных упругих стержней 2 возвращается в исходное положение. Клапан-пульсатор 9 закрывается и повторение рабочего цикла обеспечивается в автоматическом режиме при повышении давления в гидросистеме. Возвратно-поступательное движение плунжера 6 оказывает силовое воздействие на упруго подвешенный бункер 1 и вызывает его периодические вертикальные и крутильные колебания. Сложное пространственное колебательное движение дорожек бункера 1 вызывает перемещение по ним заготовок с некоторой расчетной скоростью. Регулируя давление срабатывания клапана-пульсатора 9 и рабочую длину упругих наклонных стержней 2, обеспечивают необходимые величины возмущающего усилия, частоты и амплитуды колебаний вибробункера.

На рис. 93 показана конструктивная схема вибротка с горизонтальными колебаниями рабочего органа, приводи-

мого в движение гидроприводом с клапаном-пульсатором 7. Колеблющийся рабочий орган — лоток 1 — установлен на опорах качения 2 и связан со штоком 3 гидроцилиндра, корпус которого неподвижно закреплен на основании. Поршень 5 подпружинен со стороны штоковой полости пружиной 4, а рабочая поршневая полость А соединена с насосом 5 и — через клапан-пульсатор 6 — со сливом. Привод вибрлотка аналогичен приводу вибробункера. Перемещение лотка 1 влево обеспечивается за счет повышения давления в полости А, а срабатывание клапана-пульсатора 6 вызывает обратный ход лотка под действием энергии сжатой пружины 4. После падения давления в гидросистеме клапан-пульсатор 6 закрывается, а при повышении давления в гидросистеме до величины P_n цикл повторяется.

В результате последовательных периодических импульсов зарядки и разрядки упругого элемента — пружины 4 — будет происходить колебательное движение лотка 1, вызывающее перемещение транспортируемых заготовок. Подбирая расход рабочей жидкости и регулируя давление срабатывания клапана-пульсатора 6, можно в широких пределах изменять частоту и амплитуду колебаний исполнительного органа, а также прикладываемые к нему возмущающие силы. Благодаря возможности плавного изменения параметров гидравлического привода удается подобрать оптимальные режимы колебаний в зависимости от физических характеристик транспортируемых заготовок.

При расчете вибробункеров и вибрлотков, аналогичных показанным на рис. 92 и 93, важным является определение основных кинематических и динамических характеристик рабочего процесса. Методы расчета этих характеристик известны [38] и при необходимости могут быть использованы для расчета исходных данных при проектировании гидропривода с клапаном-пульсатором.

Экспериментально установлено, что в процессе вибрационного перемещения штучных заготовок существенное значение имеет асимметрия силового импульса, прикладываемого к исполнительному органу — бункеру или лотку, обусловленная скоростями и ускорениями его перемещения при прямом или обратном ходе. При непрерывном режиме движения заготовки в течение части цикла перемещаются совместно с дорожкой, а в остальное время движутся с проскальзыванием. Следовательно, необходимо так произво-

дить расчеты приводов вибротранспортных устройств, чтобы проскальзывание заготовок относительно дорожки происходило при обратном ходе исполнительного органа. Использование гидропривода дает возможность создавать малогабаритные вибротранспортирующие устройства с большими возмущающими усилиями при больших амплитудах колебаний и значительных мощностях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабичев А. П. Вибрационная обработка деталей. 2-е изд., перераб. и доп. М., Машиностроение, 1974. 134 с.
2. Бальшин М. Ю. Научные основы порошковой металлургии и металлургии волокна. М., Металлургия, 1972. 336 с.
3. Баранов В. Н., Захаров Ю. Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. 2-е изд., перераб. и доп. М., Машиностроение, 1977. 326 с.
4. Бауман В. А., Выховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. М., Высш. школа, 1977. 255 с.
5. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний. М., Высш. школа, 1972. 416 с.
6. Блехман И. И. Действие вибраций на механические системы. — Вибротехника, 1973, № 3 (20), с. 369—374.
7. Бондаренко В. П., Фрейдин Г. Ю., Мендельсон В. С. Прессование заготовок из твердосплавных смесей. К., Техніка, 1974. 140 с.
8. Варсанович В. Д., Кузнецов О. В. Гидравлические вибраторы. Л., Машиностроение, 1979. 143 с.
9. Вибрации в технике: Справочник. Т. 2. / Под ред. И. И. Блехмана М., Машиностроение, 1979. 351 с.
10. Вибрационное прессование огнеупорных масс / Б. М. Ям, В. Т. Олейник, В. Ф. Степанов и др. — Огнеупоры, 1973, № 10, с. 1—7.
11. Виброформование заготовок для получения изделий из монолитного поликристаллического карбида кремния на Броварском заводе порошковой металлургии / В. В. Иващенко, Г. Г. Гнездин, А. К. Гайдученко и др. — Порошковая металлургия, 1976, № 7, с. 96—99.
12. Ганиев Р. Ф., Украинский Л. Е. Динамика частиц при воздействии вибраций. К., Наук. думка, 1975. 168 с.
13. Гидропривод сваеопускающих и грунтоуплотняющих машин / М. Е. Иванов, Н. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий и др. М., Машиностроение, 1977. 174 с.
14. Иванов В. Н., Киян Э. Ф. Наладка формовочных и стержневых машин. М., Высш. школа, 1976. 295 с.
15. Иващенко В. В. Влияние инерционного нагружения на процесс вибрационного уплотнения порошковых материалов. — Порошковая металлургия, 1972, № 5, с. 18—21.
16. Инженерные методы исследования ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. М., Машиностроение, 1977. 240 с.

17. **Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б.** Вибрационные процессы: Обзор. М., НИИМаш, 1979. 50 с.
18. **Клименко В. М., Шаповал В. Н.** Вибрационная обработка металлов давлением. К., Техніка, 1977. 128 с.
19. **Климов И. В., Кошелев В. П., Носов В. С.** Виброизоляция штамповочных молотов. М., Машиностроение, 1979. 134 с.
20. **Кобринский А. Е., Кобринский А. А.** Виброударные системы. М., Наука, 1973. 592 с.
21. **Куцел С. А., Приймак А. П.** Способы восстановления сыпучести грузов и механизация очистки вагонов. Днепропетровск, Промінь, 1975. 192 с.
22. **Ленк А., Ренитц Ю.** Механические испытания приборов и аппаратов. М., Мир, 1976. 264 с.
23. **Лещенко В. А.** Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., Машиностроение, 1975. 288 с.
24. **Матвеев И. Б.** Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. М., Машиностроение, 1974. 184 с.
25. **Матвеев И. Б., Искович-Лотоцкий Р. Д.** Гидравлический вибропрессмолот для порошковой металлургии.— Кузнечно-штамповочное пр-во, 1976, № 3, с. 19—21.
26. **Матвеев И. Б., Искович-Лотоцкий Р. Д.** Новые виды элементов управления гидроимпульсным приводом.— Вестн. машиностроения, 1976, № 3, с. 19—21.
27. **Матвеев И. В., Тарский В. Л.** Оборудование литейных цехов. М., Машиностроение, 1976. 440 с.
28. **Машиностроительный гидропривод / Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др.** / Под ред. В. Н. Прокофьева. М., Машиностроение, 1978. 495 с.
29. **Машины для формирования кроны и уборки урожая плодово-ягодных культур / Г. П. Варламов, А. И. Дуняшкин, В. В. Князьков и др.** М., Машиностроение, 1975. 206 с.
30. **Носков Ю. А., Батраков Н. И.** Механизация и устройства для очистки полувагонов от остатков насыпных грузов. М., ЦНИИТЭМС, 1968. 25 с.
31. **Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта.** Под ред. Г. А. Гулого М., Машиностроение, 1977. 320 с.
32. **Пановко Я. Г.** Введение в теорию механического удара. М., Наука, 1977. 224 с.
33. **Пейн Г.** Физика колебаний и волн. М., Мир, 1979. 390 с.
34. **Пономаренко Ю. Ф.** Испытание гидропередат. М., Машиностроение, 1969. 291 с.
35. **Опытно-промышленный образец вибропресса усилием 20 тс / И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюк и др.**—Кузнечно-штамповочное пр-во, 1978, № 5, с. 34—37.
36. **Раковский В. С., Саклинский В. В.**—Порошковая металлургия в машиностроении: Справочное пособие. М., Машиностроение, 1973. 126 с.
37. **Спиваковский А. О., Гончаревич И. Ф.** Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М., Машиностроение, 1972. 324 с.
38. **Справочник по гидроприводам горных машин / В. Ф. Ковалевский, Н. Т. Железняков, Ю. Е. Бейлин и др.** М., Недра, 1973. 501 с.

39. Теория автоматического управления / Л. С. Гольдфарб, А. В. Балтрушевич, А. В. Нетушил и др. М., Высшая школа, 1976. 400 с.

40. Шаталова И. Г., Горбунов Н. С., Лихтман В. И. Физико-химические основы вибрационного уплотнения порошковых материалов. М., Наука, 1965. 164 с.

41. Ям В. М., Мирошниченко В. В., Житомирская Т. Е. Исследование схем виброустановок для формования фасонных и крупногабаритных огнеупоров.—Труды ВИО, 1974, № 3 (46), с. 170—180.

42. Evans P. E., Millman R. S. The Vibratory Packing of Powders.— Powder Metallurgy, 1964, vol. 7, N 13, p. 51—55.

43. Westeryelt P. I. The Theory of Steady Forces Caused by Sond Waves.— I. Acoust. Goe. Amer., 1951, vol. 23, N 3, p. 1—15.

Оглавление

	Стр.
Предисловие	3
Глава I. Особенности технологии и проблемы выбора машин	5
1. Общая характеристика вибрационных и виброударных технологических процессов	5
2. Особенности некоторых вибрационных и виброударных технологических процессов	9
3. Основные принципиальные схемы вибрационных и виброударных машин с гидроимпульсным приводом	25
4. Определение рабочих параметров вибрационных и виброударных машин	35
5. Классификация вибрационных и виброударных машин с гидроприводом	40
Глава II. Машины для порошковой металлургии, производства огнеупоров и фарфоро-керамических изделий	47
1. Выбор схемы вибрационных и виброударных машин	47
2. Анализ динамики и энергобаланса инерционных схем нагружения	53
3. Методика проектного расчета и конструирования	70
4. Новые конструктивные схемы ВМ и ВУМ	87
5. Опыт промышленной эксплуатации оборудования с гидроимпульсным приводом	93
Глава III. Испытательные и встряхивающие машины	106
1. Особенности механических испытаний деталей и узлов машин	106
2. Применение встряхивающих машин в литейном производстве и в металлообработке	116
3. Схемы испытательных и встряхивающих машин	122
4. Проектирование испытательных и встряхивающих виброударных машин	133
5. Новые конструкции испытательных и встряхивающих машин	141
Глава IV. Аппаратура управления гидроимпульсным приводом вибрационных и виброударных машин	152
1. Классификация аппаратуры управления	152
2. Выбор аппаратуры управления	158
3. Анализ динамики работы аппаратуры управления	180
4. Методы расчета и конструирования аппаратуры управления	185
5. Специальное оборудование с клапанами-пульсаторами	191
Список литературы	204

Ростислав Дмитриевич Искович-Лотоцкий, канд. техн. наук
Игорь Борисович Матвеев, канд. техн. наук
Владимир Александрович Крат

**МАШИНЫ ВИБРАЦИОННОГО
И ВИБРОУДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Редакторы Т. В. Шмыговская, А. В. Бондаренко
Оформление художника С. А. Данильченко
Художественные редакторы Л. А. Дикарев, И. В. Рублева
Технический редактор Н. А. Бондарчук
Корректор Н. В. Тарабан

Информ. бланк № 2054

Сдано в набор 21.07.81. Подписано в печать 07.07.82. БФ 07332. Формат 84×108¹/₃₂. Бумага типогр. № 1. Гарн. лит. Печ. выс. Усл. печ. л. 10,92. Усл. кр.-отт. 11,23. Уч.-изд. л. 10,79. Тираж 2000 экз. Зак. 2-235. Цена 90 к.

Издательство «Техника», 252601, Киев, 1, ГСП, Крещатик, 5.

Отпечатано с матриц книжной фабрики им. М. В. Фрунзе на книжной фабрике «Коммунист», 310012, Харьков-12, Энгельса, 11.