

**С. В. Белокобыльский,  
С. В. Елисеев,  
И. С. Ситов**

**Динамика  
механических систем.  
Рычажные и инерционно-  
упругие связи**

**ПОЛИТЕХНИКА**

Электронный аналог печатного издания: Динамика механических систем. Рычажные и инерционно-упругие связи / С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев, И. С. Ситов. — СПб. : Политехника, 2013. — 319 с. : ил.

УДК 531.3  
ББК 34.41  
Б43



**ПОЛИТЕХНИКА**  
**ИЗДАТЕЛЬСТВО**

Санкт-Петербург 2015

[www.polytechnics.ru](http://www.polytechnics.ru)

**Белокобыльский С. В., Елисеев С. В., Ситов И. С.**

**Б43** Динамика механических систем. Рычажные и инерционно-упругие связи / С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев, И. С. Ситов. — СПб.: Политехника, 2015. — 319 с.: ил.

ISBN 978-5-7325-1035-5

Монография посвящена проблемам поиска способов и средств оценки, контроля и управления динамическим состоянием машин, подверженных действию вибраций. В технологических машинах вибрации используются для интенсификации или обеспечения необходимых свойств технологических процессов; в транспортных машинах вибрации определяются взаимодействием с поверхностью перемещения.

Научной базой предлагаемых подходов являются структурные методы исследования механических систем, основанные на использовании аналитического аппарата теории автоматического управления. Математические модели виброзащитных систем рассматриваются как эквивалентные в динамическом отношении системам автоматического управления.

Книга предназначена для специалистов в области динамики машин, робототехники, мехатроники, связанных с разработкой способов и средств управления динамическим состоянием технических объектов, работающих в условиях вибрационных воздействий, может быть использована для подготовки по программам высшего профессионального образования специалистов в области машиностроения.

УДК 531.3  
ББК 34.41

© С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев,  
И. С. Ситов, 2015

ISBN 978-5-7325-1035-5

© Издательство «Политехника», 2015

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> .....	5
<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	6
<b>Глава 1. ВИБРАЦИИ В ТЕХНИКЕ И НА ТРАНСПОРТЕ. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ</b> .....	8
1.1. Общая характеристика вибрационных технологических процессов .....	10
1.2. Вибрационные машины и устройства возбуждения колебаний .....	13
1.2.1. Вибрационные машины в технологиях строительной индустрии .....	15
1.2.2. Направления развития конструкторско-технических решений .....	20
1.2.3. Взаимодействие рабочего органа с поверхностью. Структура вибрационного поля .....	26
1.3. Роль и значение рычажных механизмов .....	40
1.4. Специфика задач виброзащиты и виброизоляции .....	47
Список литературы .....	51
<b>Глава 2. РАЗВИТИЕ МЕХАТРОННЫХ ПОДХОДОВ В ТЕОРИИ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ</b> .....	57
2.1. Соединение элементарных звеньев в цепи дополнительной связи .....	60
2.2. Возможные формы структурных представлений обобщенных упругих элементов. Обобщенные пружины .....	75
2.3. Обоснование введения и учета особенностей рычажных связей .....	87
2.4. Возможности и формы рычажных взаимодействий в системе, соединяющей типовые элементарные звенья .....	97
2.4.1. Упругое звено в рычажных соединениях с устройством для преобразования движения .....	—
2.4.2. Рычажные связи в передаче механических воздействий .....	102
2.4.3. Система, содержащая две рычажные связи второго рода .....	105
2.4.4. Система, содержащая три рычажные связи второго рода .....	107
2.4.5. Система, содержащая рычаг первого рода .....	112
2.4.6. Механическая колебательная система с двумя рычагами второго или первого рода .....	119
2.4.7. Система с тремя рычагами второго или первого рода .....	120
2.5. Взаимодействие звеньев через массоинерционный элемент в теории механических цепей .....	121
Список литературы .....	139
<b>Глава 3. ОСОБЕННОСТИ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ В БАЗОВЫХ РАСЧЕТНЫХ СХЕМАХ ЗАГЛАЖИВАЮЩЕГО ОРГАНА С НЕСКОЛЬКИМИ ВИБРАТОРАМИ</b> .....	141
3.1. Исследование структуры вибрационного поля двухмерной модели .....	142

3.2. Выбор параметров колебательной системы, связанных с локализацией расположения узла колебаний.....	151
3.3. Особенности структуры вибрационного поля двухмерного объекта в системе обобщенных координат «смещение–угол поворота» и соответствующих координатам обобщенных сил .....	163
3.4. Рычажные связи в динамических взаимодействиях механических колебательных систем с двумя степенями свободы ...	172
Список литературы .....	182
<b>Глава 4. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ СТРУКТУРНОЙ ТЕОРИИ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ.....</b>	<b>183</b>
4.1. Активные элементы как типовые звенья в управляемых виброзащитных системах.....	183
4.2. Специфические режимы в динамике базовых моделей механических колебательных систем.....	197
4.3. Динамический синтез в системах с перекрестными связями....	208
4.4. Некоторые формы динамического гашения в системах с несколькими степенями свободы .....	217
4.5. Подходы к упрощению структурных схем .....	222
4.6. Связь режимов динамического гашения колебаний со структурой системы внешних воздействий.....	230
4.7. Рычажные связи в механических цепях. Динамические аспекты.....	243
Список литературы .....	264
<b>Глава 5. СПОСОБЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕНЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ВИБРАЦИОННОГО ЗАГЛАЖИВАНИЯ .....</b>	<b>266</b>
5.1. Обоснование и выбор расчетной схемы комплекса .....	266
5.2. Математическое моделирование динамики рабочего блока с несимметричной конструкцией .....	273
5.3. Возможности динамического гашения колебаний в конструктивных вариантах рабочих блоков виброзаглаживающих машин .....	277
5.4. Условия динамического гашения в двухмерных системах...	283
5.4.1. Система координат $y$ и $\varphi$ .....	284
5.4.2. Силовое возмущение .....	286
5.4.3. Дополнительные связи в системе (координаты $y$ и $\varphi$ ).....	287
5.4.4. Обобщенные координаты $y_1$ и $y_2$ .....	288
5.4.5. Введение дополнительных связей по ускорению .....	290
5.5. Некоторые подходы к проблеме рационального конструирования заглаживающей машины .....	293
5.5.1. Особенности динамического гашения колебаний.....	293
5.5.2. Оценка динамических свойств конструкции в координатах $y$ и $\varphi$ .....	298
5.6. Теоретические основы динамического гашения колебаний в системе «объект защиты–механическая цепь как дополнительная обратная связь с двумя степенями свободы» .....	305
Список литературы .....	316
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>318</b>

---

**ВИБРАЦИИ В ТЕХНИКЕ И НА ТРАНСПОРТЕ.  
РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ  
И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ**

Динамика машин в различных проявлениях взаимодействия с рабочей средой может быть отнесена к актуальным направлениям теоретических и экспериментальных исследований. Специфика конструктивного оформления транспортных средств предопределяет разнообразие задач динамики, в которых большое внимание уделяется вопросам защиты и виброизоляции объектов, вибродиагностике, разработке способов и средств обеспечения надежной эксплуатации, что часто может рассматриваться в рамках обобщенных подходов к оценке, изменению и управлению динамическим состоянием технических систем [1–4]. Расчетные схемы технологических машин и средств наземного транспорта представляют собой, как правило, механические колебательные системы со многими степенями свободы, для которых характерно наличие таких фрагментов, как твердые тела, совершающие движения в плоскости или пространстве. В отношении таких систем связей можно было бы согласиться с определением, что они обладают «пространственной метрикой» [5, 6]. Такое представление механической колебательной системы связано с выделением для отдельного рассмотрения рычажных связей, которые могут проявляться в виде соотношений между параметрами системы (например, между жесткостями элементов) или принимать форму рычажных механизмов либо рычагов (первого и второго родов) [7, 8].

«Метрика» механических колебательных систем в оценке динамических свойств приводит к необходимости учета ряда факторов геометрической и динамической природы, которые ранее не принимались во внимание. Отметим также, что предлагаемый подход основан в том числе на детализированном рассмотрении сочленений твердых тел, участвующих в динамическом взаимодействии. В ряде работ, например [8–11], показано, что динамические связи в механических колебательных системах могут быть разнообразными и принимать формы колебательных структур различной сложности, механических цепей, в том числе плоских механизмов (рычажные, винтовые, зубчатые), что, в частности, определило введение понятия «обобщенная динамическая связь» [1].

Ряд детализированных разработок в этом направлении представлен в литературе [12–14]. Развитие идеи обобщенных динамических связей естественным образом приводит к введению в структуры механических колебательных систем управляемых динамических или активных связей, реализуемых сервоприводами. В работах [15–19] детальное освещение получили особенности механических колебательных систем с управляемыми динамическими связями, что стимулировало теоретические разработки и технические приложения по созданию активных виброзащитных систем, транспортных подвесок, систем пневматического подрессоривания и мехатронных систем рессорного подвешивания.

Естественным развитием подходов в исследовании механических колебательных систем, ориентированных на учет динамических особенностей, связанных с введением обобщенных динамических связей, в том числе основанных на понятии «обобщенная пружина» [1, 19–21], стали предложения о расширении типового набора элементов механических колебательных систем. Если в традиционном виде такой набор элементов или элементарных звеньев состоит из упругого элемента (пружина) и диссипативного элемента (демпфер — вязкое трение), то в расширенный набор вводятся элементарные звенья — дифференцирующее второго порядка, интегрирующие первого и второго порядков, что позволяет существенным образом расширить спектр динамических свойств механических колебательных систем и вести поиск и разработку средств изменения состояния систем в желаемом направлении. Обобщенный подход к исследованию механических колебательных систем основан на использовании аппарата теории автоматического управления и нашел отражение в ряде работ [22–25], связанных с развитием структурной теории виброзащитных систем.

По-существу, исходной расчетной схеме в виде некоторой механической колебательной системы сопоставляется (и в дальнейшем исследуется) эквивалентная в динамическом отношении система автоматического управления. Последнее не является чем-то неожиданным, поскольку системы подвески, подрессоривания, включающих датчики состояния, преобразователи, регуляторы, усилители и устройства пневмо-, гидро- и электроавтоматики, образуют класс специализированных систем автоматического управления или мехатронные системы [19, 25–29].

Расчетные схемы транспортных средств представляют собой системы с одной, двумя и более степенями свободы, среди которых в качестве базовой модели часто используется твердое тело (балочного типа), опирающееся на упругие опоры. В качестве

внешних воздействий выступает, как правило, движение основания (кинематическое возмущение). Динамика таких систем хорошо изучена в приложениях к задачам качества подвесок, в частности, для автомобильного транспорта, а также для подвижного состава железных дорог [30–33]. Вместе с тем многие вопросы еще не получили должного решения и раскрытия новых возможностей в изменении динамических свойств систем, что можно было бы предполагать при введении в системы дополнительных связей, использовании нетрадиционных элементарных звеньев, динамических гасителей колебаний и др. [34–36].

Малоизученным представляется вопрос учета особенностей, привносимых в систему сочленениями, шарнирами, рычагами и механизмами, пространственного характера координат размещения отдельных элементов. Отметим, что свойства систем существенным образом зависят от вида и особенностей вводимых связей. Последние могут приводить к изменениям вида перекрестных связей между парциальными подсистемами, обеспечивать возникновение различных форм самоорганизации движения отдельных элементов системы, способствовать появлению различных форм динамического гашения, что открывает возможности рационального выбора параметров, обеспечивающих необходимое динамическое качество системы [37–40].

В рамках современных представлений правомерным и перспективным направлением может рассматриваться связь параметров вибрационного состояния с технологическим качеством работы технических систем как хорошая основа для развития общих подходов [41]. Вибрационные технологические машины и механизмы сами являются источниками возмущений и вибраций, что делает актуальным поиск и разработку средств управления вибрационным состоянием объекта, в частности управления колебаниями. Связи такой системы удобно рассматривать как пассивные или активные, в зависимости от того, обеспечивают ли они воздействие без использования или с использованием внешнего источника энергии.

### 1.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВИБРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

В последние годы получили широкое распространение новые технологические процессы с применением полезных вибраций во всех отраслях хозяйственной деятельности. 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 периодически ударных (импульсных) воздействий.

Вибрационные и виброударные технологические процессы широко применяются в производстве заготовок из порошковых материалов и уплотнении формовых смесей, при окончательной обработке деталей абразивными материалами и в строительномонтажных работах. Использование этих технологий при обработке пластичных материалов давлением, проведении типовых испытаний и погрузочно-разгрузочных работ также подтверждает высокую эффективность и целесообразность их промышленного применения в народном хозяйстве. Принципиальные схемы вибрационных и виброударных технологических процессов на рис. 1.1 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. 1.1, а, б), или только ее рабочее звено 3 при жестком неподвижном креплении объекта обработки (рис. 1.1, в). Схема обработки деталей абразивными материалами предусматривает совместное движение исполнительного рабочего звена 2 и объектов обработки 1, размещенных в подвижной абразивной среде 3 (рис. 1.1, г), выполняющей функции режущего инструмента [42].

Для осуществления технологических процессов по схемам, показанным на рис. 1.1, используется вибрационное и виброударное оборудование, выполняемое по единой структурной схеме (рис. 1.2). От источника питания, привода энергоносителя (среды, передающей энергию) и системы элементов управления и распределения энергии передается на привод генератора вибраций, соединенный с исполнительным рабочим звеном, и на привод вспомогательных рабочих органов, которые показаны, например, на рис. 1.1, а. На рис. 1.1, г приведена схема вибропогружения объекта 1, жестко связанного с рабочим звеном 2, в неподвижную среду 3.

Использование 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 воздействием вибраций, отмеченные в научной литературе, следующие:

- увеличиваются 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 за счет увеличения подвижности частиц материала в направлении приложенного усилия прессования при так называемом псевдооживлении.

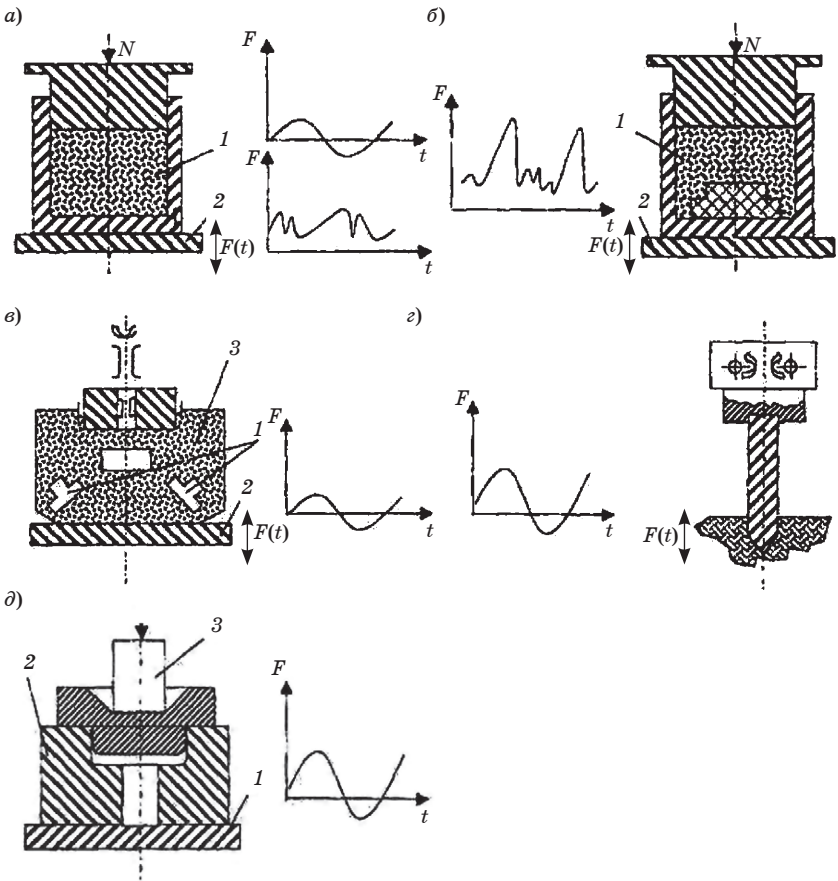
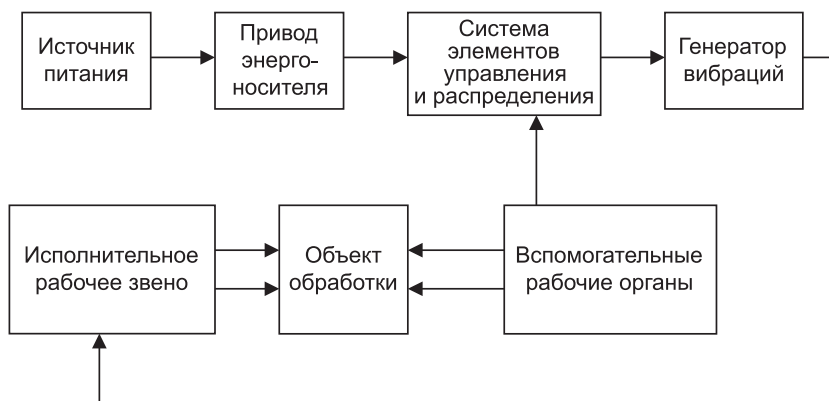


Рис. 1.1. Схема вибрационных и виброударных технологических процессов [42]



**Рис. 1.2.** Структурная схема типовой вибрационной или виброударной машины

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. Непластичные материалы — керамические, огнеупорные, фарфоро-фаянсовые пресс-порошки — в процессе уплотнения или формообразования не подвергаются пластическому деформированию (пластическое деформирование 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.

## 1.2. ВИБРАЦИОННЫЕ МАШИНЫ И УСТРОЙСТВА ВОЗБУЖДЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ

Количество различных типов вибрационных машин велико, но каждая из них состоит из трех основных элементов [42]: рабочего органа, привода (вибровозбудителя) и упругих связей. Последние два элемента в большинстве случаев обуславливают надежность работы вибрационного оборудования и являются важнейшими узлами вибрационной машины.

В вибрационных машинах получили распространение эксцентриковые, инерционные, электромагнитные, пневматические,

гидравлические и другие типы вибровозбудителей [43, 44]. В эксцентриковых вибровозбудителях вращательное движение вала преобразуется в колебательное движение с помощью шатуна, связанного с рабочим органом вибромашины. Такие приводы используются в низкочастотных резонансных вибромашинах, работающих с частотой до 25 Гц. При большей частоте колебаний эти приводы не применяются, поскольку существенно возрастают усилия, действующие на подшипники.

*Инерционные вибровозбудители* [45, 46] являются наиболее распространенным типом привода вибромашин. В них вынуждающая сила создается вследствие вращения одной или нескольких неуравновешенных масс-дебалансов. Существенным достоинством инерционных вибровозбудителей является возможность получения значительных вынуждающих сил при небольших габаритных размерах и массе привода. Применение их в низкочастотных вибромашинах нерационально, так как в этом случае значительно увеличивается масса дебаланса, а при частотах свыше 25 Гц существенно возрастают нагрузки на подшипники (вынуждающее усилие пропорционально квадрату частоты).

Для высокочастотных вибромашин, работающих при небольших амплитудах колебаний, наиболее приемлемыми являются *электромагнитные вибровозбудители* [47, 48]. По своему принципиальному устройству они представляют наиболее простой вид привода. Если в большинстве типов приводов происходит преобразование вращательного движения вала электродвигателя в возвратно-поступательное движение рабочего органа машины, то в электромагнитных вибровозбудителях необходимое возвратно-поступательное движение получается без каких-либо промежуточных механизмов. Электромагнитные вибровозбудители не имеют узлов, в которых бы имело место трение скольжения или качения, не имеют подшипников, подверженных высоким динамическим нагрузкам. Они легко обеспечивают плавную регулировку вынуждающей силы. Однако, несмотря на отмеченные достоинства, область их применения ограничена, в первую очередь из-за режима вибрации, который обеспечивают эти приводы: большая частота — малая амплитуда. Кроме того, электромагнитные вибровозбудители обладают большой массой, сложны в регулировке и требуют повышенной точности монтажных работ.

*Пневматические вибровозбудители* [49] так же, как и электромагнитные целесообразно применять для высокочастотных вибрационных машин, например, если требуется их взрывобезопасность. Они просты по конструкции, однако их работа сопровождается значительным шумом.

*Гидравлические вибровозбудители* [50, 51] позволяют создавать вынуждающие усилия при больших амплитудах и при этом имеют весьма компактную конструкцию, допускают сравнительно простое регулирование режима работы. Их недостатками следует считать большую сложность конструкции, нагрев и утечки рабочей жидкости.

Производство многих строительных работ в настоящее время немыслимо без использования вибрационных машин. Номенклатура работ в строительстве, которые выполняются с применением вибрационных машин и устройств, весьма обширна и многообразна. Очень широко используются вибрационные уплотнительные машины, поверхностные и глубинные вибрационные устройства. Большинство основных технологических и вспомогательных процессов связано с воздействием вибрации на насыпные грузы и бетон [52].

### *1.2.1. Вибрационные машины в технологиях строительной индустрии*

Вибрационная техника используется в различных отраслях производства. Особенно широко вибрационные машины и технологии применяются в строительной индустрии: виброформование, уплотнение смесей, вибропогружение свай, вибрационное заглаживание поверхностей и др. С одной стороны, возбуждаемые вибрации обеспечивают необходимые изменения в качестве промышленной продукции или технологического процесса. С другой стороны, генерируемые и сопутствующие технологическому процессу вибрации вызывают нежелательные последствия, что предполагает поиск и разработку способов и средств обеспечения качества технологических процессов [41, 53].

Разнообразные технологические процессы, конструктивные варианты возбуждения и использования вибраций стимулируют теоретические и инженерные разработки, посвященные детализированному изучению взаимодействия рабочих органов заглаживающих машин с поверхностью бетонной смеси. Вибрации относятся к тому классу динамических воздействий, частотный диапазон которых изменяется в широких пределах: от долей герца до ультразвука. Характер вибрационного воздействия на бетонные смеси также различен. В частности, вибрации широко используются для обеспечения заданных прочностных характеристик бетонных изделий. В последние годы большое внимание уделяется технологическим процессам вибрационного заглажива-

ния свежееуложенных бетонных смесей. Для этих целей создаются специальные заглаживающие машины, содержащие рабочие органы, которые формируют в контакте с поверхностью необходимый для достижения заданного качества бетонных изделий вибрационный фон.

Вместе с тем вибрационная машина в целом представляет собой сложную механическую систему. Для нее характерны не только процессы генерирования вибраций, но и процессы распространения и передачи вибраций, формирование вибрационных полей, структура которых существенным образом влияет на параметры и качество взаимодействия рабочего органа и обрабатываемой среды. Обобщая задачу исследования, можно с достаточным основанием развивать системный подход к разработке способов и средств управления динамическим состоянием, характерным для конкретного вида вибрационного технологического процесса. В трудах отечественных и зарубежных специалистов такое направление исследований представлено с достаточной полнотой и относится к актуальным проблемам теории и методов создания машин и механизмов на основе новых физических эффектов и явлений [54, 55].

Понимание особенностей физических явлений при взаимодействии вибрирующего рабочего органа с бетонной поверхностью связано с разработкой и использованием соответствующих математических моделей. Сложность изучаемого процесса и технических средств его реализации предполагает поэтапность в формировании моделей, их практическом осмыслении на основе результатов эксперимента. Современное машиноведение представлено широким спектром возможностей в разработке и использовании методов математического моделирования, опирающихся на теоретическую механику, теорию механизмов и машин, теорию колебаний, теорию автоматического управления. Каждое из этих направлений располагает необходимым аналитическим инструментарием для решения задач динамики взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой. Внимание к упомянутому вопросу обусловлено пониманием необходимости комплексного восприятия проблемы. Существуют не только параметры эффективного взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой, но и проблема их обеспечения в структуре сложной технической системы, поэтому исследуются и особенности динамического взаимодействия рабочего органа со средой, и взаимодействие рабочего органа со структурой машины, и конструктивно-технические решения по формам конкретных реализаций, что непосредственно связано с обеспечением технологического качества [34, 56–58].

Целесообразность использования вибраций для различных технологических процессов строительного производства, добычи полезных ископаемых, переработки минерального сырья нашла отражение в работах С. В. Белокобыльского, Ю. Н. Резника, Л. А. Мамаева и др. Научные основы теории и методов создания машин и механизмов на основе различных физических явлений и эффектов представлены в трудах И. И. Артоболевского, И. И. Блехмана, Н. Н. Боголюбова, Н. И. Колчина, М. Д. Генкина и др.

Реализация технологических процессов с использованием вибраций представляет собой сложную инженерно-техническую проблему, поскольку вибрационный контакт рабочего органа с обрабатываемой поверхностью часто является интегральным свойством динамического состояния технологической машины в целом.

Работа машины сопровождается динамическими взаимодействиями ее отдельных узлов и агрегатов, передач, каждый из которых вносит свой вклад в общий вибрационный фон, на котором доминируют частотные параметры возбудителя колебаний. Упругие свойства механической системы технологической машины вносят существенный вклад в спектральные характеристики вибрационных движений рабочего органа, что требует соответствующих решений на всех уровнях и этапах создания машины.

Вибрационные технологические машины широко применяются для реализации различных производственных процессов, в том числе на предприятиях строительной индустрии. Важнейшими элементами вибрационных машин, определяющими надежность работы и получение необходимых параметров взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой, являются устройства для возбуждения вибраций, к числу которых относятся эксцентриковые, инерционные, электромагнитные, пневматические, гидравлические и др.

Номенклатура вибрационных машин и устройств, используемых в строительстве, весьма обширна и многообразна: вибрационные уплотнительные машины, поверхностные и глубинные вибрационные устройства. Большинство основных технологических и вспомогательных процессов связано с воздействием вибрации на насыпные грузы, бетон, грунты.

Анализ рабочих органов показывает, что брусовые рабочие органы, по сравнению с другими, имеют следующие преимущества: простоту изготовления, равномерный износ, высокое качество калибровки изделий относительно бортов формы, возможность заглаживания за один проход изделий большой ширины. Однако данные рабочие органы в известных машинах не обеспечивают высокого качества заглаживания, а технологический процесс отличается динамической неустойчивостью, отрицательно влияю-

щей на эффективность обработки поверхности. Заглаживающие машины с рабочими органами, совершающие различные вибрационные движения, начали создаваться уже несколько десятилетий назад в Германии, США и Англии. В России виброзаглаживающие устройства используются более 50 лет, и к настоящему моменту времени в создании и эксплуатации оборудования для отделки бетонной поверхности накоплен большой опыт [59–64].

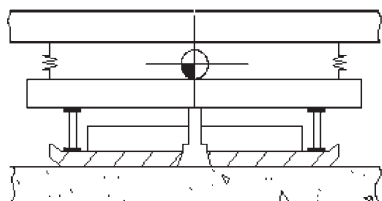


Рис. 1.3. Рабочий орган для выравнивания бетонной смеси

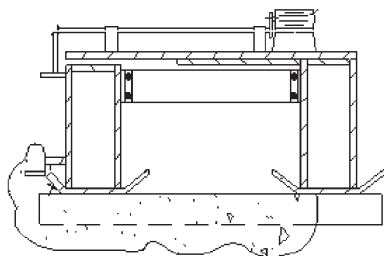


Рис. 1.4. Заглаживающий рабочий орган

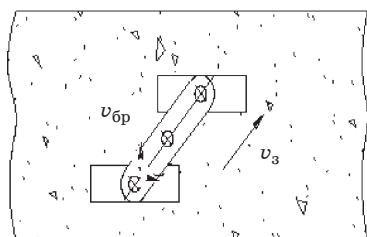


Рис. 1.5. Ручная заглаживающая машина для доводочных работ

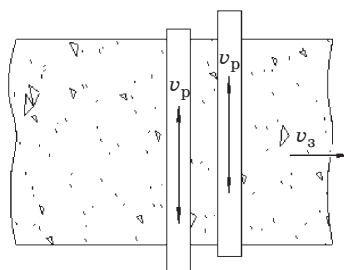


Рис. 1.6. Вибробрус, совершающий возвратно-поступательное движение поперек направления заглаживания

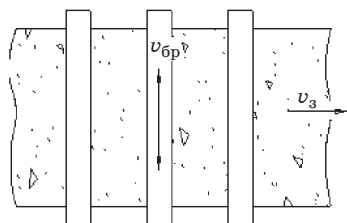


Рис. 1.7. Дорожно-отделочная машина в виде качающегося и выравнивающих брусьев

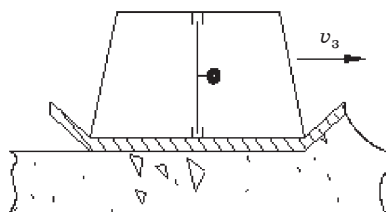


Рис. 1.8. Брус, совершающий круговое движение в горизонтальной плоскости

Наибольший интерес в практическом плане вызывает оборудование, в котором используются брусковые заглаживающие органы (рис. 1.3–1.15).

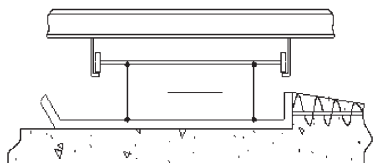


Рис. 1.9. Рабочий орган для отделки бетонной поверхности

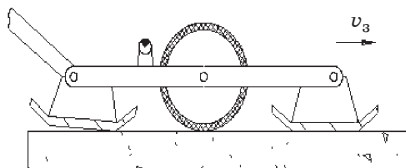


Рис. 1.10. Рабочий орган для отделки бетонной поверхности

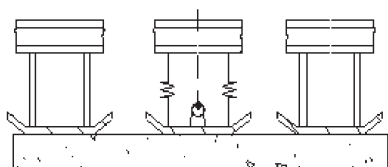


Рис. 1.11. Заглаживающая машина для разравнивания и уплотнения бетонной смеси

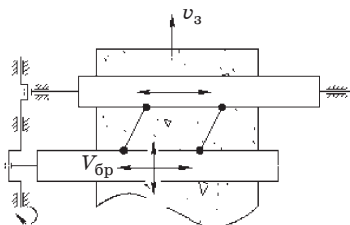


Рис. 1.12. Машина для нанесения отделочного слоя на бетонную поверхность

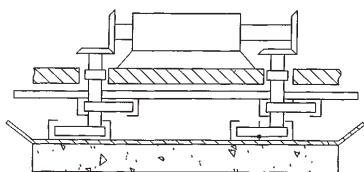


Рис. 1.13. Рабочий орган в виде бруса, совершающего круговое движение

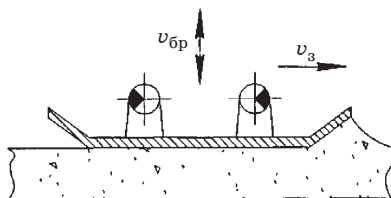


Рис. 1.14. Брус с вертикально направленными колебаниями

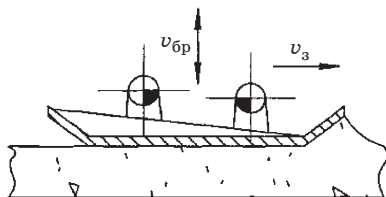


Рис. 1.15. Брус с колебаниями, направленными под углом к вертикальной плоскости



### *1.2.2. Направления развития конструкторско-технических решений*

Анализ пространственных движений запатентованных рабочих органов заглаживающих машин в сочетании с их геометрической формой позволяет обнаружить тенденцию на создание в пограничном слое макрогидродинамической структуры потоков, при которых значительно повышаются интенсивность и эффективность процессов конвективного смешивания.

На основе проведенного анализа законов развития заглаживающих машин как разновидности технических систем можно сделать вывод о том, что наиболее целесообразный путь повышения эффективности процесса обработки свежееуложенных бетонных поверхностей изделий из жестких бетонных смесей является использование вибрации. Для осуществления заглаживания рабочему органу сообщается возвратно-поступательное или другое движение, совершаемое в зависимости от типа машины в различных плоскостях относительно направления движения заглаживающей машины. Движения брусьев в зависимости от скорости можно условно разделить на короткоходовые (до 10 мм), среднеходовые (до 350 мм) и длинноходовые (более 350 м). Для короткоходовых движений характерна высокая частота (от 8 до 3000 колебаний в секунду), и рабочие органы, имеющие такой вид движения, обычно называют вибрационными. Источником колебаний этих органов является электромеханический вибратор. В зависимости от направления вибрации среди рабочих органов можно выделить брусья с вертикально направленными колебаниями (см. рис. 1.14). Такой вид рабочего органа нашел широкое применение на заводах сборного железобетона для уплотнения изделий и предварительного заглаживания поверхности и получил название вибронсадки. Иногда брусу придают колебания, направленные под углом в вертикальной плоскости (рис. 1.15), что, по данным ВНИИСтроймаша, способствует росту заглаживающей способности. В дорожном строительстве широко распространен рабочий орган с круговой вибрацией.

Колебания средней величины (до 350 мм) с частотой 0,25–1 Гц в настоящее время широко реализуются рабочими органами машин, работающих в дорожном строительстве. Особое внимание при этом обращается на направление этих колебаний относительно направления движения всей машины. Колебания совершаются в плоскости, параллельной заглаживаемой поверхности, однако направлены они, в зависимости от типа машины, под различными углами к направлению ее движения.

При такой частоте колебаний рабочий орган скользит по заглаживаемой поверхности, вызывая механическое перераспределение частиц заглаживаемого слоя. При этом достигаются сравнительно высокое качество заглаживания и малоэффективное уплотнение. Поэтому машины с рабочим органом, совершающим среднеходовые колебательные движения, применяются только в целях заглаживания поверхности. В дорожном строительстве, особенно на заводах по производству сборного железобетона, применяют брусья, установленные перпендикулярно к направлению движения машины и совершающие возвратно-поступательные движения вдоль своей продольной оси; иногда применяют брус, установленный под углом к направлению заглаживания и совершающий возвратно-поступательное движение также вдоль своей продольной оси. Такая установка бруса способствует сдвигу волн бетонной смеси за пределы заглаживаемой полосы. При строительстве широких дорог заглаживание осуществляют брусом за несколько проходов заглаживающей машины. При малой же ширине покрытия брус устанавливают продольно. Такая машина снабжается поперечными криволинейными направляющими, копирующими поперечный профиль полотна. Во время движения машины вдоль покрытия брус совершает длиннокходовые возвратно-поступательные движения поперек направления заглаживания и, таким образом, обеспечивает калибровку, а также выглаживание криволинейного профиля дороги. Изучение устройства и работы брусьев, совершающих среднеходовое возвратно-поступательное движение, показывает, что они не удовлетворяют современным требованиям, предъявляемым к изделиям, изготовляемым на заводах сборного железобетона.

Практическая реализация интенсификации рабочего процесса вибрационной брусовой заглаживающей машины достигается за счет придания рабочему органу колебаний в вертикальной либо горизонтальной плоскости. Однако, как свидетельствует опыт эксплуатации конструкций рабочих органов, наиболее приемлемые результаты по шероховатости обработанной поверхности достигаются в случае придания брусовому рабочему органу колебаний в вертикальной плоскости либо колебаний, направленных под углом к вертикальной плоскости. Подробно дополнительное вибрационное воздействие вертикальных колебаний рабочего органа на качество обработки бетонной поверхности рассмотрено в работах [65, 66]. Результаты экспериментальных исследований подтвердили эффективность применения вертикальных колебаний рабочего органа по сравнению с рабочим органом, не совершающим колебательных движений. В результате вибрационного

воздействия рабочего органа в бетонной смеси происходит механическое перераспределение компонентов в наиболее плотную упаковку, к поверхности трения вытесняются цементно-песчаное тесто и молочко, необходимые для сглаживания неровностей поверхности, благодаря чему качество обработанной поверхности улучшается. Сравнительными исследованиями эффективности уплотнения подтверждено преимущество вибрационного рабочего органа по отношению к рабочему органу традиционной конструкции. Прочность поверхностного слоя бетонного изделия (высота до 0,05 м), обеспечиваемая таким рабочим органом при оптимальных режимах работы, на 8–12 % превышает значения, обеспечиваемые традиционным рабочим органом [65, 66].

Дополнительный анализ результатов патентного поиска позволил выявить наиболее перспективную конструкцию с точки зрения вышеизложенных данных различных исследований [67, 68]. Сущность изобретения поясняется рис. 1.16–1.18. На рис. 1.16 представлен общий вид брускового рабочего органа с вибрационными секторами, на рис. 1.17 — разрез А-А и узел I, на рис. 1.18 —

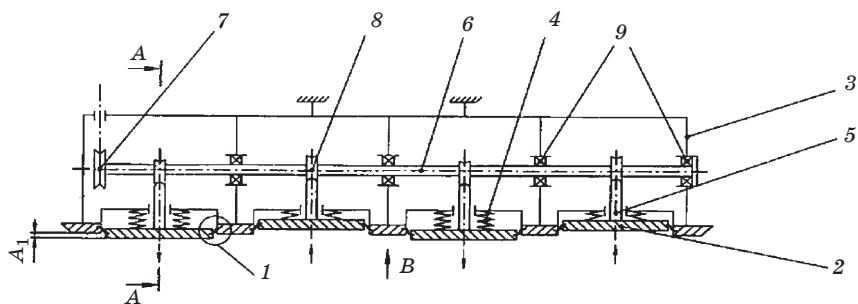


Рис. 1.16. Общий вид брускового рабочего органа с вибрационными секторами

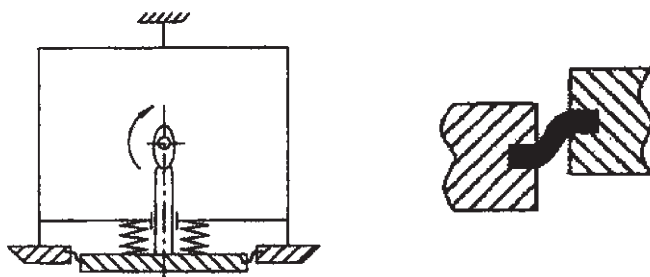
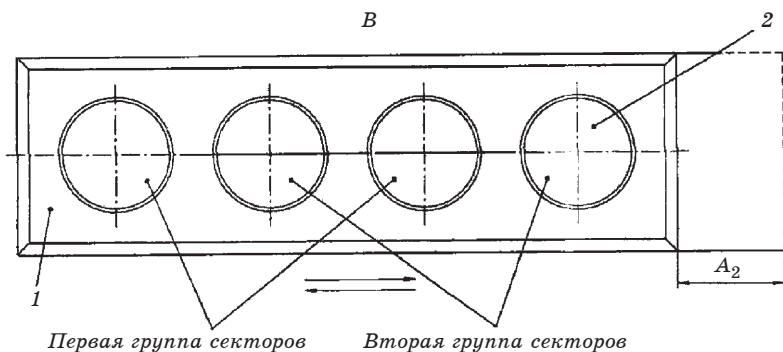


Рис. 1.17. Разрез А-А и узел I



**Рис. 1.18.** Вид рабочего органа с вибрационными секторами в направлении *В*

вид в направлении *В*. Рабочий орган (рис. 1.16) представляет собой брус *1*, рабочая поверхность которого состоит из двух пар (1 и 2) секторов *2*, установленных в брус и образующих с ним общую поверхность заглаживания. Каждый из секторов закреплен на корпусе бруса *3* посредством упругих связей (пружин) *4* и толкателей *5*, которые установлены в направляющих отверстиях корпуса бруса, внутри корпуса находится вал *6* с установленными на нем приводным шкивом *7* и кулачками *8*, на которые упираются толкатели *5*. Вал *6* установлен в корпусе бруса на подшипниках *9*. Для того чтобы обрабатываемая смесь не попадала через зазор в полость между секторами и корпусом бруса, зазор между последними уплотняется резиновым кольцом *10*.

Рабочий орган работает следующим образом. Посредством ременной передачи приводной шкив *7* передает вращательное движение валу *6*. За счет поворота кулачков *8* толкатели *5* передают вертикально направленное движение вниз, секторам *2*. За счет возвратных пружин *4* сектора возвращаются вверх, при этом совершают возвратно-поступательное движение. Таким образом, в процессе отделки поверхности изделия брус обеспечивает возвратно-поступательное движение поперек направления движения машины при условии, что амплитуда  $A_2$  (рис. 1.18) превышает диаметр секторов. Сектора совершают колебания в вертикальном направлении. Причем в то время как первая группа секторов движется вниз, вторая перемещается вверх, тем самым компенсируя вибрационное воздействие на портал. При таком воздействии рабочего органа на обрабатываемую поверхность происходит передача энергии колебаний нижележащим слоям бетонной смеси, при этом связи между частицами нарушаются, снижается сопротивление их сдвига. Заглаживаемая поверхность

приобретает подвижность, а зерна заполнителя и цемента получают возможность занять более устойчивое пространственное взаиморасположение. Этим достигается плотная упаковка зерен заполнителя в градиентном слое. При работе рабочего органа не происходит отрыва кромки рабочей поверхности бруса от обрабатываемой поверхности, что повышает качество обработки бетонных поверхностей.

На рис. 1.18 вибрационные сектора выполнены в виде круга, но также могут иметь и другие формы, например квадрат, треугольник, эллипс и т. д. Такой подход позволяет изменять интенсивность воздействия рабочего органа на обрабатываемую поверхность.

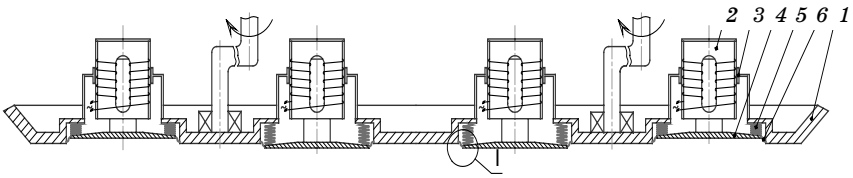
Применение вышеописанного рабочего органа дает следующие преимущества: увеличение качества обрабатываемой поверхности, равномерный износ и увеличение срока службы заглаживающего органа, дополнительное интенсивное тиксотропное разжижение в градиентном слое, а следовательно, перераспределение бетонной смеси в наиболее плотную упаковку. За счет колебаний секторов одинаковой массы с одинаковыми частотой и амплитудой в противоположных направлениях происходит гашение вибрации, передающейся на заглаживающую машину.

Однако детальный конструктивный анализ данного рабочего органа позволяет выявить ряд его существенных недостатков: большая металлоемкость, наличие большого числа сопрягаемых пар трения, сложная кинематика привода подвижных секторов посредством кулачков и толкателей, трудности получения высокого качества обработки поверхностей изделий, отформованных из бетонных смесей с показателем жесткости  $J > 60$  с, так как частота колебаний, обеспечиваемая эксцентриковым приводом, как правило, не превышает 30 Гц. Кроме того, необходимо дополнительное изучение возможностей рабочего органа по поводу его безотказной работы и ресурса надежности.

Указанные выше недостатки были учтены коллективом авторов кафедры СДМ БрГУ в заявленной ими конструкции брусового рабочего органа с вибрационными секторами, имеющими электромагнитный привод.

Сущность изобретения поясняется рис. 1.19, 1.20, на которых изображен брусовой заглаживающий орган с электромагнитным приводом.

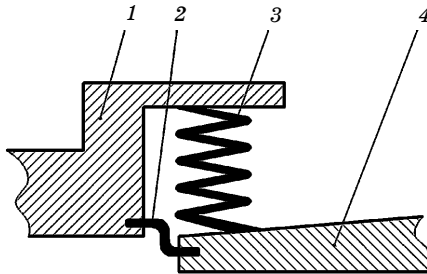
Устройство состоит (рис. 1.19) из тела бруса 1, электромагнитных вибровозбудителей 2, направляющих 3, в которых могут свободно перемещаться сектора 4 с вибровозбудителями, виброизолирующих элементов 5 и уплотнителей 6, предотвращающих попадание бетонной смеси к поверхности корпуса вибровозбудителя.



**Рис. 1.19.** Рабочий орган в виде бруса с вибрационными секторами

Заглаживающее устройство работает следующим образом (рис. 1.19): при подаче электрического тока на контакты вибровозбудителей 2, подвижные сектора 4 совершают возвратно-поступательное движение в вертикальной плоскости, при этом оказывают воздействие на обрабатываемую поверхность; вибровозбудители с телом бруса 1 соединены посредством упругих связей 5 и направляющих 3; подключение электромагнитных вибровозбудителей осуществлено попарно, т. е. каждая пара секторов движется навстречу друг другу, тем самым на тело бруса не передается вредное вибрационное воздействие. Преимуществом такой конструкции является существенное снижение металлоемкости и энергоемкости рабочего органа за счет того, что кинематический вибровозбудитель заменен электромагнитным, позволяющим также существенно повысить интенсивность воздействия секторов на обрабатываемую поверхность. С учетом всех рассмотренных выше обстоятельств классификация брусковых рабочих органов заглаживающих машин может быть представлена табл. 1.1.

Однако практическая реализация конструкции такого рабочего органа (рис. 1.19, 1.20), несмотря на ряд очевидных преимуществ, требует глубокого теоретического и экспериментального

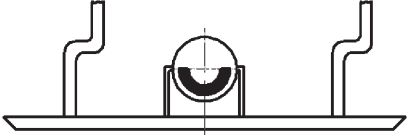
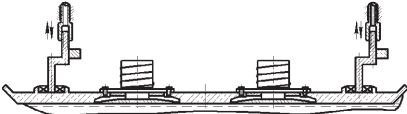
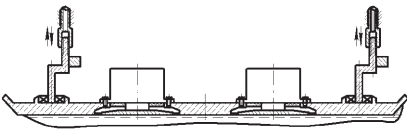


**Рис. 1.20.** Схема соединения рабочего блока с рабочей головкой:

1 — брус; 2 — уплотнитель; 3 — виброизолирующий элемент; 4 — сектор

Таблица 1.1

## Вибрационные брусковые рабочие органы заглаживающих машин

Конструктивная схема или натуральный вид	Тип вибровозбудителя, частота колебаний	Жесткость бетонной смеси, из которой отформована обрабатываемая поверхность
	Дебалансный, до 30 Гц	Умеренно жесткая, средней жесткости
	Электромагнитный, до 50–100 Гц	Жесткая, средней жесткости
	Магнитострикционный, до 18 кГц	Средней жесткости, повышенной жесткости

исследования, особенно в вопросе взаимодействия данного рабочего органа с обрабатываемой средой. В частности, интерес представляет выбор рациональных параметров вибровоздействия на обрабатываемую поверхность — частоты и амплитуды колебаний подвижных секторов, а также рациональное расположение последних на поверхности рабочего органа.

### 1.2.3. Взаимодействие рабочего органа с поверхностью.

#### Структура вибрационного поля

Геометрические размеры рабочего органа вибрационной машины имеют большое значение для обеспечения качества поверхности. Это связано с тем, что рабочий орган, рассматриваемый как твердое тело (траверса или брус — балка с несколькими рабочими органами), совершает, по меньшей мере, поступательные и угловые движения, что формирует картину далеко неоднородного взаимодействия рабочего органа с бетонной поверхностью. В данном случае вполне уместно рассмотрение структуры и особенностей вибрационного поля рабочего органа [22, 23, 42, 69]. Для определения вибрационного поля вводится понятие скалярно-

го поля: если в области  $G$  пространства задана функция точки  $U = f(P)$  (где  $P$  — любая точка области  $G$ ), то принимают, что в  $G$  определено скалярное поле.

Пусть  $G$  — область определения характеристики, которой можно описать движение рабочего органа вибрационной машины, например перемещение, скорость, ускорение и т. д., а  $U$  — все допустимые максимальные значения перемещения, скорости, ускорения и т. д. точки  $P$  рабочего органа. Совокупность максимальных значений характеристики всех точек рабочего органа вибрационной машины называется вибрационным полем.

Задача синтеза вибрационного поля упругих систем формулируется следующим образом: имеется некоторая упругая система, с помощью которой идеализируется рабочий орган (или рабочие органы) машины. Требуется обеспечить с некоторой заданной точностью периодические колебания ее точек по определенным законам, задаваемым исходя из технологических соображений. Поставленная задача возникает перед конструктором после того, как ему становятся известны характеристики колебания, обеспечивающие оптимальное (или хотя бы приемлемое) протекание рабочего процесса. Рассмотрим в общих чертах ее особенности. Пусть

$$\bar{u}(x, y, z, t) = \bar{u}(x, y, z, t + T), \quad (1.1)$$

где  $\bar{u}$  — периодическая функция времени  $t$  и пространства координат  $x$ ,  $y$  и  $z$ , описывающая колебания точек рассматриваемой упругой системы или некоторой ее части.

Тогда равенства

$$L\bar{u} = P(x, y, z, t) \text{ и } Q\bar{u}|_S = \bar{A}_S \quad (1.2)$$

означают соответственно систему уравнений движения упругой системы под действием некоторых внешних сил  $P(x, y, z, t)$  и совокупность граничных условий. Под  $L$  и  $Q$  понимаются некоторые дифференциальные операторы, под  $\bar{A}_S$  — заданный вектор, а  $S$  — суть границы тел упругой системы.

В каждом частном случае задачи необходимо обеспечить колебания свободной упругой балки, пластины или тела с распределенными и сосредоточенными массами, близкие к их поступательным колебаниям как абсолютно твердых тел. В этом случае вектор  $\bar{u} = \bar{u}(t) = \bar{u}(t + T)$  не зависит от координат точек соответствующего тела, т. е. вибрационное поле однородно. В случае систем с конечным числом степеней свободы соотношения (1.2) представляют собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений.



Особенности и трудности решения задачи синтеза заданного вибрационного поля определяются следующими обстоятельствами [55]:

а) применяемые в настоящее время вибровозбудители развивают вынуждающие силы, распределенные по некоторой небольшой части поверхности упругих тел, входящих в колебательную систему (эти силы уместно считать сосредоточенными);

б) число вибровозбудителей всегда ограничено (более того, по экономическим и эксплуатационным соображениям желательно, чтобы их число было минимальным);

в) действие реальных вибровозбудителей на колебательную систему не всегда можно свести к действию заданных вынуждающих сил, как это обычно делается в теории вынужденных колебаний; указанные силы существенно зависят от колебаний тех участков упругой системы, с которыми связаны возбудители, вследствие чего возбудители образуют с упругой системой единую колебательную систему с большим, нежели у исходной системы, числом степеней свободы за счет добавочных «собственных» степеней свободы вибровозбудителей.

Уравнения движения совокупной системы оказываются при этом, как правило, нелинейными, и вместо (1.2) приходится рассматривать систему вида

$$\left. \begin{aligned} L\ddot{u} &= \ddot{P}(\bar{\varphi}_1, \bar{\varphi}_2, \dots, \bar{\varphi}_k, x, y, z, t) = \ddot{A}_S; \\ D_S \bar{\varphi}_S &= B_S(\bar{\varphi}_S, u, t), \quad S = 1, 2, \dots, k, \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

где последние  $k$  соотношений представляют условную запись уравнений движения возбудителей колебаний ( $D_S$  и  $B_S$  — некоторые дифференциальные операторы, а  $\bar{\varphi}_S$  — векторы, компонентами которых являются «собственные» обобщенные координаты вибраторов).

Уравнения (1.3) принимают вид линейных, если отбросить уравнения движения роторов вибровозбудителей, полагая движение заданным и равномерным, т. е. положить  $\varphi_S = \pm \omega t$ . Решение рассматриваемой задачи можно существенно упростить благодаря тому, что обратное влияние колебаний упругой системы на вибровозбудители, как правило, допустимо считать малым [42]. В указанном предположении задача может быть разбита на две последовательно решаемые задачи — о создании заданного поля вынужденных колебаний упругой системы посредством некоторого (по возможности меньшего) числа заданных сосредоточенных периодических вынуждающих сил и о синтезе системы возбужде-