

**Секция «Машиноведение и качество машин»**

И.М. Большаков, А.Н. Синев  
Научный руководитель: к.т.н., доцент В.В. Зелинский  
*Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета*  
602264, Владимирская обл., г. Муром, ул. Орловская, д. 23  
E-mail: oid@mivlgu.ru

### **Использование в учебном процессе программного комплекса АРМ WinMachine**

АРМ WinMachine – CAD/CAE система автоматизированного расчета и проектирования механического оборудования и конструкций в области машиностроения, разработанная с учетом последних достижений в вычислительной математике, области численных методов и программирования, а также теоретических и экспериментальных инженерных решений. Эта система в полном объеме учитывает требования государственных стандартов и правил, относящихся как к оформлению конструкторской документации, так и к расчетным алгоритмам. В достаточном объеме эти требования выполняются при реализации учебного процесса на машиностроительном факультете по дисциплинам конструкторского профиля.

В данной работе представлены результаты практического ознакомления с возможностями системы АРМ WinMachine на примере расчетов зубчатой передачи и валов.

1. В расчетах зубчатых передач назначается тип передачи (цилиндрическая, коническая, прямозубая, косозубая), тип расчета (проектировочный, проверка по ресурсу, проверка по крутящему моменту), задаются начальные данные (крутящий момент и частота вращения на выходе, передаточное число). Вводится срок службы, марка стали, вид термообработки, твердость поверхности зубьев. Расчет позволяет получить основные геометрические параметры передачи (межосевое расстояние, модуль, угол наклона зубьев, числа зубьев шестерни и колеса) и все геометрические размеры отдельных элементов колес, величину сил в зацеплении. Работа подпрограммы завершается получением чертежа колеса (шестерни) в автоматическом режиме.

2. Расчет валов представляет собой совмещенное вычисление диаметров различных участков вала и их расчет на выносливость. В расчетах задается расчетная схема: указываются длины отдельных участков вала, вводится местоположение опор, прикладываются внешние воздействия (крутящие моменты, сосредоточенные нагрузки, изгибающие моменты). Результаты расчета содержат значения реакций в опорах, эпюры перемещений вала в вертикальной и горизонтальной поверхностях, эпюры напряжений, коэффициенты запаса на выносливость. Работа подпрограммы завершается изображением эпюр перечисленных параметров в автоматическом режиме.

Кроме того, в системе содержатся следующие модули расчета напряженно-деформированного состояния, устойчивости, собственных и вынужденных колебаний деталей и конструкций методом конечных элементов; расчета и конструирования соединений элементов машин, подшипниковых узлов качения с учетом их класса точности, подшипников скольжения; автоматизированного конструирования привода вращательного движения произвольной структуры; конструирования упругих элементов машин; передач винт – гайка (скольжения, шарико- и планетарно-винтовых); конструирования ременных передач (с плоским, клиновым и зубчатым ремнем); конструирование цепных передач со всеми типами стандартных цепей.

В целом программа АРМ WinMachine при использовании в дисциплинах «Детали машин и основы конструирования» и «Практикум по компьютерному конструированию» позволит приобрести практические навыки в конструировании в полном соответствии с методиками расчетов, изложенными в учебно-методической литературе.

### Энергообмен при обработке конструкционного материала

Количество поглощаемой энергии разными материалами определяется гравитационными и электромагнитными взаимодействиями между элементарными ячейками и, в конечном счёте, имеет наследственную природу [1]. Физическое состояние материала характеризуется уровнями энергии взаимодействия элементарных ячеек последнего. Их состояние определяет эффективность оборудования и технологии его применения. В связи с этим существует необходимость выбора вида и характера энергетического потока и его наиболее рациональное сочетание с распределением общего энергетического поля между механической, физической и химической составляющими. Этот выбор и управление можно осуществить по критерию интенсивности поглощения энергии обрабатываемым материалом при его нагружении

Поскольку элементарные ячейки материала находятся в состоянии колебаний, то очевидно, что происходит перенос энергии путём её передачи от одной ячейки к другой. Интенсивность этого процесса зависит от плотности материала, тогда количество энергии, приходящееся на единицу объёма материала:

$$dE = \frac{\rho}{2} A^2 \omega^2 dV, \quad (1)$$

где  $\frac{dE}{dV}$  – плотность энергии;

$\rho$  – плотность материала;

$A$  – амплитуда колебаний частицы;

$\omega$  – циклическая частота колебаний частицы.

Поток энергии или энергия, проходящая через площадь поверхности за определённое время со скоростью  $v$ :

$$W = \frac{\rho}{2} A^2 \omega^2 Svt, \quad (2)$$

где  $S$  – площадь поверхности нагружения;

$t$  – время воздействия энергетического потока.

Мощность энергетического потока:

$$P = \frac{\rho}{2} A^2 \omega^2 Svt, \quad (3)$$

Интенсивность потока излучения с учётом того, что  $\omega = 2\pi\nu$ :

$$I = \frac{P}{S} = \frac{\rho}{2} A^2 \omega^2 \nu = 2\pi^2 \rho A^2 \nu^2. \quad (4)$$

Воздействие на материал с частотой, большей или меньшей собственной, приводит к неполному поглощению подводимой энергии. Часть ее непродуктивно используется на нагрев соударяющихся элементов и окружающей среды, диссипацию. Для лучшего поглощения материалом подводимой к нему энергии необходимо создавать нагружение, частота которого приближается к собственной частоте колебаний среды. В этом случае становится возможным использование резонанса излучаемой и поглощаемой энергий. Взаимосвязь интенсивностей поглощения энергии обрабатываемой средой и ее излучения внешним источником представлена уравнением Брейта-Вигнера, согласно которому интенсивность поглощения энергии обрабатываемой средой пропорциональна ее излучению внешним источником, а интенсивность поглощения энергии максимальна при равенстве частот приложения нагрузки ( $\omega$ ) и собственной частоты колебаний обрабатываемого материала ( $\omega_0$ ). В этом случае продолжительность воздействия не оказывает существенного влияния на передачу энергии. При существенной разности  $\omega$  и  $\omega_0$  продолжительность воздействия  $\tau$  приобретает

приоритетное значение. Другими словами, чем больше разность частот, тем короче должен длиться процесс передачи энергии в материал, и при этом для лучшей передачи и поглощения энергии, произведение продолжительности воздействия на разность частот нагружения и собственной частоты колебаний должно стремиться к нулю.

Механическая и химическая энергии не способны обеспечивать частоты нагружений, близкие к собственным частотам электромагнитных взаимодействий элементарных ячеек обрабатываемого материала. Такие частоты наиболее характерны для физических энергетических потоков электромагнитных волн. Поэтому для их получения применяется преобразование механических и химических энергетических потоков в физические. Вероятность эффективного воздействия на электромагнитные связи между частицами пропорциональна квадрату скорости их движения, что указывает на необходимость нагружения материала с максимальной скоростью (импульсный характер подведения энергии к материалу). Такой вид нагружения достигается созданием в излучателе упругих волн деформации, которые имеют самую большую скорость распространения из всех видов механического воздействия. Примером реализации данного подхода может служить оптимизация параметров динамического нагружения в условиях обеспечения рекуперации отражённых от обрабатываемой поверхности волн деформации. При этом известны результаты научных исследований, доказывающие возможность управления формой ударных импульсов путем варьирования геометрических и акустических параметров ударной системы в процессах обработки горных пород [2, 3].

#### **Литература**

1. Кичигин А.Ф., Егер Д.А., Ивченко А.Г. Глобальная энергия в энергосбережении добычи и обработки материалов. – Киев: Кондор 2006. – 401 с.
2. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. Удар. Распространение волн деформации в ударных системах. – М.: Наука, 1985. – 357с.
3. Лазуткин С.Л., Лазуткина Н. А. Комплексное представление системы «машина-обрабатываемый материал» // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности, №5, 2008. – С. 193-200.

А.Н. Синева, А.С. Яшин  
Научный руководитель: к.т.н., доцент В.В. Зелинский  
*Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета*  
602264, Владимирская обл., г. Муром, ул. Орловская, д. 23

### **Улучшение режимов обкатки двигателя ЯМЗ-238**

Длительность обкатки составляет до 15 часов для тепловозных дизелей и до нескольких часов для судовых двигателей. В современных экономических условиях предприятия заинтересованы в сокращении длительности обкатки и снижении расходов на нее, которые до 95% связаны с затратами на топливо. Обоснованное сокращение обкатки двигателей внутреннего сгорания затруднено из-за недостаточной изученности процесса приработки.

Наиболее нагруженными и ответственными трибосопряжениями ДВС являются подшипники скольжения коленчатого вала. Анализ теплового режима при обкатке тепловозных и тракторных ДВС позволил установить, что температура в подшипниках при обкатке под нагрузкой изменяется в среднем от 70° до 100° С. Использование известных температурно-вязкостных зависимостей для применяемых масел позволили на основе гидродинамической теории установить динамику изменения толщины масляного слоя  $h$  в шатунных подшипниках при обкатке дизелей М753 и ЯМЗ-238 мощностью 551.5 и 176.5 кВт соответственно с продолжительностью обкатки 4.75 и 1.5 часа. Анализ изменения  $h$  с учетом допускаемой высоты микронеровностей поверхностей трения (6.3 мкм) и допуска на монтажные перекосы и деформации (1.8 мкм) показал, что применяемые технологии нагружения не обеспечивают достаточного сближения (менее 8.1 мкм) трущихся поверхностей в подшипниках скольжения; то есть поверхности разделены гидродинамическим масляным слоем и их приработки не происходит. Эти выводы подтверждаются результатами спектрального анализа проб масла, взятых по ходу обкатки тепловозных дизелей.

Таким образом, представленные результаты показывают, что сокращение периода обкатки с повышением ее качества для многих типов ДВС совершенно не реализованы. Экономическая эффективность технологии обкатки может быть значительно повышена путем применения новых подходов в ее разработке, базирующихся на трибологических закономерностях процесса приработки материалов узлов трения.

### **Управление шероховатостью поверхности**

Опыт эксплуатации машин, приборов, аппаратов убедительно показывает, что качество, надежность, долговечность зависят от характера контактирования сопрягаемых деталей друг с другом или с жидкой, газовой или другой средой, определяемого состоянием поверхностного слоя контактирующих деталей. Поэтому оптимизации качества находящихся в контакте поверхностей уделяется в последнее время все большее внимание. Особенно следует выделить оптимизацию микрогеометрии контактирующих поверхностей. Решение этой задачи сложно, что обусловлено двумя факторами: многообразием технических контактов и контактных явлений; сложной взаимосвязью служебных свойств контактов с микрогеометрией контактирующих поверхностей.

Однако, помимо этих общих объективных факторов, определяющих сложность решения задачи оптимизации микрогеометрии контактирующих поверхностей, хаотичный характер микрорельефа поверхностей, образующихся при применении большинства традиционных способов финишной обработки. К таким способам относятся абразивная, резцовая, электрофизическая обработки.

Сложная технологическая задача образования на поверхностях регулярных микрорельефов решается различными путями как в отношении способа воздействия на обрабатываемый материал (химического, механического и др.), так и в отношении принципа регуляризации микрорельефа. Сложность задачи усугубляется не только тем, что необходимо создавать на поверхностях различных материалов (главным образом, металлов) регулярный микрорельеф, но и весьма тонко и в больших пределах «управлять» им, т. е. варьировать значения всех его параметров: высотных, шаговых и по площади. При этом варьирование значения каждого параметра должно быть независимым, т. е. таким, чтобы при изменении значения одного параметра, значения других оставались неизменными. Например, при изменении высоты неровностей шаг их не должен изменяться, как это происходит при точении и шлифовании.

Практически все известные способы образования регулярных микрорельефов этим требованиям не удовлетворяют. По целевому назначению они могут быть разделены на две группы: способы, с помощью которых на поверхности создается частично регулярный микрорельеф (ЧРМР), и способы, позволяющие создать полностью новый регулярный микрорельеф (РМР). В первом случае на поверхности образуются непрерывно или дискретно расположенные углубления, между которыми остается нетронутым исходный, чаще всего нерегулярный микрорельеф обрабатываемой поверхности; во втором – полностью новый микрорельеф с одинаковыми по форме, высоте и взаимному расположению неровностями.

Создание на рабочих поверхностях деталей машин и приборов с целью оптимизации их микрогеометрии различного рода углублений, выполняющих чаще всего роль «смазочных карманов», практикуется и играет свою роль в повышении работоспособности и долговечности узлов машин.

Такую возможность обеспечивает один из видов чистовой обработки – вибрационное обкатывание. Вибронакатывание обычно производится шаром (реже алмазным наконечником), которому придается сложное осцилляционное движение (по криволинейной траектории), что усиливает деформирующее действие инструмента и увеличивает степень упрочнения.

Это позволяет снизить усилие на деталь по сравнению с другими видами обкатывания (роликом, шариком), что важно при обработке недостаточно прочных и жестких деталей. Микрорельеф поверхности, получаемый в результате такой обработки, является регулярным (ЧРМР) и его можно получать с различной микрогеометрией. Помимо упрочнения поверхностного слоя детали вибрационная обработка обеспечивает образование плоских

микронеровностей, лучше сопротивляющихся изнашиванию и схватыванию. Микротвердость поверхностного слоя после вибрационной обработки увеличивается в среднем на 25%. В качестве недостатков устройств можно отметить их низкую производительность, так как обработка осуществляется одним шариком, вибрирующим в двух противоположных направлениях, и за один оборот вала наносится одна синусоидальная канавка. Для образования же ЧРМР или ПРМР требуется выполнить несколько проходов. Кроме того, одностороннее приложение нагрузки, может вызвать смещение оси детали в радиальном направлении, что снижает качество обработки.

#### **Литература**

1. Белкин М.Я. Упрочнение крупных деталей обкаткой вибрирующим роликом // Вестник машиностроения, 1961, № 9. – С. 67-68.
2. Шнейдер Ю.Г. Упрочнение поверхностей деталей машин пружинящим шариком // Вестник машиностроения, 1956, № 2. – С. 48-52.
3. Маталин А.А. Качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей машин. – Машгиз, 1956. – 266 с.

А.И. Турусова, И.М. Большаков  
 Научный руководитель: к.т.н., доцент В.В. Зелинский  
 Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета  
 602264, Владимирская обл., г. Муром, ул. Орловская, д. 23  
 E-mail: oid@mivlgu.ru

### Опытная оценка параметров контакта вала и втулки

В расчетах нагруженности пар трения типа вал-втулка определяют ширину площадки контакта. Для её расчета обычно используют формулу Герца [1]. В работе [2] приведена формула для определения ширины площадки контакта сопряжения вал-втулка с близкими радиусами:

$$b = \left( \frac{B}{Ar^n \psi^k} \right)^{\frac{1}{m+1}}, \quad B = \frac{F}{L} \left( \frac{r}{E_1} + \frac{t}{E_2} \right), \quad (1)$$

где F–нагрузка, L–длина контакта вдоль оси, r–радиус вала, t–толщина втулки, E<sub>1</sub>, E<sub>2</sub>–соответственно, модули упругости материалов вала и втулки, ψ – относительный зазор, A= 0,3, m=2,439, k=1,146, n=-1,341. В данной работе проводится сравнение результатов расчетов по формулам из работ [1] и [2] с опытными результатами.

Были изготовлены вал из стали 45 и две втулки из антифрикционных материалов для подшипников скольжения: №1 - из бронзы БрОЦС 6-6-3, №2-из цинкового сплава ЦАМ9-1,5. Диаметр вала составлял 40 ± 0,002 мм. Диаметры втулок составляли: втулка №1–40,12 мм (ψ =0,002), втулка №2–40,32 мм (ψ=0,008). Длина втулок составляла 10мм. Модули упругости при сжатии вала E<sub>1</sub> и втулок E<sub>2</sub> определялись экспериментально и составляли: для стального вала – 201030 МПа, для втулки №1–84268 МПа, для втулки №2 – 59123 МПа. Ширина площадки определялась по отпечатку тонко окрашенного вала на поверхности втулки. Испытания повторялись 6...8 раз, результаты усреднялись.

Результаты экспериментов, приведенные в таблице, показали достаточно точное соответствие значениям ширины площадки контакта, рассчитанным по предложенной формуле (1) во всем диапазоне нагрузок. Данные расчета по формуле Герца оказались существенно отличающимися от экспериментальных, тем более с ростом нагрузки. При нагрузке 2000 кг расчетные значения герцевской ширины площадки контакта превышают опытные: для втулки №1 – в 1,75 раза, для втулки № 2–в 1,58 раза.

В целом результаты экспериментов указывают на достаточную точность определения площадки контакта сопряжений по предложенной формуле, а также более высокую точность по сравнению с формулой Герца.

Таблица 1 - Ширина площадки контакта (мм)

Нагрузка F, кг	200	500	1000	1500	2000
Эксперимент	14,50/11,33	18,25/14,0	20,3/15,5	23,16/18,5	24,5/20,8
По предложенной формуле	12,6/9,71	16,44/12,67	20,12/15,5	22,63/17,44	24,61/18,97
По формуле Герца	13,5/9,52	21,46/15,5	30,3/21,28	37,17/26,07	42,9/30,10
Числитель — БрОЦС6-6-3, знаменатель — ЦАМ 9-1,5					

### Литература

1. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наукова думка, 1975. – 704 с.
2. Зелинский В.В. Определение контактных параметров при внутреннем соприкосновении вала и втулки близких радиусов. // Сборник трудов преподавателей, сотрудников и аспирантов Муромского института, 1997. – С. 86 – 89.



### Энергосберегающий подход при конструировании грунтопроходчика

Известно [1, 2], что разрушение твердых тел является многостадийным процессом, протекающим во времени. При этом на разных стадиях деформирования и разрушения ведущую роль играют физические процессы, различные по энергиям активации, характерным масштабам, времени релаксации и структуре. Отсюда следует, что энергия должна передаваться обрабатываемому материалу в таком количестве, которое способно полезно поглотить обрабатываемое вещество. В результате машина работает без перегрузки. Таким образом, важное значение приобретает дозировка и локализация вводимой в обрабатываемый материал энергии [2]. Поэтому актуально исследование и установление зависимостей, описывающих взаимосвязь элементов системы «привод – исполнительный орган – забой» с учетом строения твердых тел и временного фактора. Это позволит более объективно и точно выполнять расчеты по определению геометрических параметров машин, их рабочих органов и технологических режимов, обеспечивающих оптимальные энергозатраты на добычу, обработку материала, и требуемое качество конечного продукта.

На основе анализа различных схем управления предложено принципиальное решение системы автоматического регулирования частоты ударов гидравлического ударного устройства в зависимости от нагрузки на рабочем инструменте [3, 4, 5].

Рабочий инструмент под действием гидравлического ударного устройства (ГУУ) передает в забой энергию  $E_{уд.}$ . Для разрушения горной породы должно выполняться условие

$$E_{уд.} \geq E_{сопр.}, \quad (1)$$

где  $E_{сопр.}$  - энергия необходимая для разрушения горной породы.

Для отделения от массива некоторого объема  $W$  требуется определенное время  $t_{разр.}$ , в течение которого в забой будет передаваться энергия ГУУ  $E_{уд.}$ . Тогда можно записать

$$E_{уд.} = A_{уд.} \cdot n_{уд.} \cdot t_{разр.}, \quad (2)$$

где  $A_{уд.}$  - энергия единичного удара ГУУ;

$n_{уд.}$  - частота ударов ГУУ.

Из (1) и (2) следует, что время разрушения

$$t_{разр.} = \frac{E_{сопр.}}{A_{уд.} \cdot n_{уд.}} = \frac{E_{сопр.}}{N_{уд.}} = \frac{\sigma_{экр.} \cdot S_{инс.} \cdot X_{дин.}}{N_{уд.}}, \quad (3)$$

где  $N_{уд.}$  – ударная мощность ГУУ;

$\sigma_{экр.}$  – эквивалентное сопротивление материала разрушению;

$X_{дин.}$  – величина ударного внедрения рабочего инструмента;

$S_{инс.}$  – площадь поперечного сечения рабочего инструмента.

Очевидно, что эффективность работы машины, оснащенной ГУУ, обуславливается необходимостью обеспечения постоянного контакта рабочего инструмента с забоем. Следовательно, перемещение исполнительного органа должно осуществляться со скоростью, позволяющей за время  $t_{разр.}$  проходить путь, равный величине ударного внедрения  $X_{дин.}$ :

$$V_n = \frac{X_{дин.}}{t_{разр.}} = \frac{X_{дин.} \cdot N_{уд.}}{\sigma_{экр.} \cdot S_{инс.} \cdot X_{дин.}} = \frac{N_{уд.}}{\sigma_{экр.} \cdot S_{инс.}}, \quad (4)$$

Если скорость  $V_n$  будет меньше расчетного значения, то избыток развиваемой ГУУ энергии будет поглощаться тормозной камерой [5]. Давление в тормозной камере  $p_{тр}$  служит

управляющим сигналом для изменения режима работы ГУУ с целью ее настройки под заданную скорость перемещения. Для рассматриваемой схемы ГУУ можно записать

$$n_{уд.} = f(Q_p), \quad (5)$$

где  $Q_p$  – расход рабочей жидкости, поступающий на вращающийся распределитель системы управления ГУУ.

Тогда, система регулирования ударной мощности должна связывать изменение давления рабочей жидкости в тормозной камере  $p_{mp}$  с расходом  $Q_p$ , меняя его, а, следовательно, и частоту ударов  $n_{уд.}$  до необходимого уровня. Задача исследования заключается в изучении закономерностей, описывающих процесс, и установление функциональной зависимости вида

$$Q_p = f(p_{mp}), \quad (6)$$

и как следствие частоты ударов  $n_{уд.}$  от давления рабочей жидкости в тормозной камере  $p_{mp}$ . При этом основным условием является достижение соответствия ударной мощности развиваемой ГУУ и необходимой в данный момент для нормального функционирования системы «привод – исполнительный орган – забой».

В соответствии с результатами анализа вышеприведенных зависимостей можно утверждать, что скорость перемещения  $V_{б.м.}$  определяется горно-геологическими условиями и расходом жидкости, проходящим через систему управления ГУУ. Если задать  $V_n = const$ , то справедливо выражение

$$Q_p = f(\sigma_{экс.}) \quad (7)$$

Таким образом, установлена обратная связь между нагрузкой на рабочем инструменте и параметрами рабочего тела ГУУ, что следует считать основой понятия адаптивное гидравлическое ударное устройство. Такая конструктивная схема расширяет технологические возможности и позволяет наиболее рационально использовать подводимую мощность, что приведёт к повышению коэффициента полезного действия системы «приводной двигатель – гидравлический насос – гидравлическое ударное устройство».

### Литература

1. Griffith A.A. The phenomenon of rupture and flow in solids. Phil, Trans, Roy. Soc. A221, 1920. – 220 p.
2. Кичигин А.Ф., Егер Д.А., Ивченко А.Г. Глобальная энергия в энергосбережении, добычи и обработке материалов. – Киев: Кондор, 2006. – 401 с.
3. Сагинов А.С., Кичигин А.Ф., Лазуткин А.Г., Янцен И.А. Гидропневмоударные системы исполнительных органов горных и строительно-дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 200 с.
4. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М.: Машиностроение, 2000. – 415 с.
5. Пат. 2361996 Российская федерация, МПК Е 21 В 1/26 Гидравлическое устройство ударного действия./ Ушаков Л.С., Кантович Л.И., Фабричный Д.Ю., Лазуткин С.Л., Кравченко В.А.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования орловский государственный технический университет. – №2008113585/03; заявл. 07.04.09; опубл. 20.07.09; Бюл. №20. – 1с.:ил.