



ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный
сборник научных трудов

ВЫПУСК 5



ДОНЕЦК - 1998

ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный
сборник научных трудов

ВЫПУСК 5

ДОНЕЦК - 1998

УДК 621.923

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1998. Вып. 5. - 245 с.

В сборнике научных трудов представлены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки и металлорежущего инструмента.

Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования.

Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов, работающих в области машиностроения.

Редакционная коллегия:

Михайлов А.Н. (председатель) - д.т.н., профессор; Калафатова Л.П. (зам. председателя) - к.т.н., доцент; Бутенко В.И. - д.т.н., профессор; Гейер Г.В. - к.т.н., доцент; Войнаровский Ю. - д.т.н., профессор; Гусев В.В. - к.т.н., доцент; Данек Я. - д.т.н., профессор; Зарубицкий Е.У. - д.т.н., профессор; Малышко И.А. - д.т.н., профессор; Матюха П.Г. - д.т.н., профессор; Мизин Б.М. - к.т.н., профессор; Навка И.П. - к.т.н., профессор; Новосёлов Ю.К. - д.т.н., профессор; Оливер Т. - д.т.н., профессор; Струтинский В.Б. - д.т.н., профессор; Седущ В.Я. - д.т.н., профессор; Сопилкин Г.В. - д.т.н., профессор; Сушлов А.Г. - д.т.н., профессор; Тернюк Н.Э. - д.т.н., профессор.

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 340000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, кафедра ТМ,
Редакционная коллегия сборника
Тел. (0622) 93-60-02, факс. (0622) 92-12-78.
E-mail: mikhayl@iic.dgtu.donetsk.ua.
http://www.dgtu.donetsk.ua

ISBN 5-7763-8320-X

© Донецкий государственный
технический университет, 1998

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕД ПРИ ОБРАБОТКЕ МЕТАЛЛОВ РЕЗАНИЕМ

Богуславский В.А., Петрушишина Н.Н. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Известно, что смазочно-охлаждающие технологические среды (СОТС) оказывают существенное влияние на многие параметры процесса резания металлов. Но в большинстве случаев исследуются только два фактора, действующих при использовании СОТС - смазочный и охлаждающий эффекты. Эти факторы оказывают чисто внешнее воздействие - уменьшают силы трения в зоне контакта режущего инструмента и обрабатываемого материала и охлаждают зону резания, приводя, в конечном счете к повышению стойкости режущего инструмента и улучшению качества обработанной поверхности. Но, для того, чтобы эти факторы проявились, СОТС должна проникнуть в зону контакта обрабатываемого материала и режущего инструмента [1].

Очевидно, что для того, чтобы преодолеть большие удельные давления в зоне резания и удерживаться там, СОТС должна обладать определенными физическими и химическими свойствами. И, вероятно, эти свойства могут по разному проявляться в зависимости от физических и химических свойств обрабатываемого материала.

Можно считать, что введение СОТС в зону контакта изменяет механизм трения за счет образования химических пленок с низким сопротивлением сдвигу. Условия для протекания химических реакций очень благоприятны, вследствие наличия высоких температур, чистых металлических поверхностей, лишенных окислов, больших напряжений в пластически деформируемом металле.

О протекании химических реакций в зоне контакта свидетельствуют результаты химического анализа образующейся стружки: после промывки, в ней было обнаружено значительное количество ионов хлора - в качестве СОТС использовался четыреххлористый углерод [1].

Вот почему, при выборе рациональных в каждом конкретном случае СОТС необходимо учитывать целый комплекс теплофизических параметров предлагаемых СОТС и, в первую очередь - вязкость, прочность образующихся пленок, теплопроводность и др. Именно эти параметры оказывают влияние на антиадгезионные и охлаждающие свойства СОТС в процессе резания.

Поскольку действие сред на металл при его деформации и разрушении складывается из нескольких физико-химических процессов, различающихся в зависимости от природы металла и СОТС, то естественно ожидать, что универсальной жидкости, эффективно воздействующей на

процесс резания всех металлов и при разных видах обработки, быть не может и что выбор жидкостей для каждого конкретного случая должен проводиться исходя из физико-химической природы обрабатываемого материала и СОТС.

В настоящее время нет обоснованной методики предварительной оценки эффективности СОТС. Обычно, при появлении новых СОТС проводятся длительные стойкостные испытания и затем, сравнивая испытуемую новую СОТС с эталонной, применявшейся ранее, дают заключение об эффективности новой. Такие испытания связаны с большой затратой времени, расходом инструмента и обрабатываемого материала.

Создание методики предварительной оценки СОТС, приемлемой в производственных условиях, намного облегчило бы работу заводских технологических лабораторий. Кроме того, такая методика дала бы возможность заказывать для конкретных случаев обработки соответствующие СОТС.

Предварительная оценка СОТС, рекомендуемых для обработки резанием, включает в себя:

1. Определение качеств СОТС - смазывающих, охлаждающих или совместных смазочно-охлаждающих;
2. Соответствие СОТС напряженности конкретного процесса резания (обдирка или чистовая обработка), операции обработки (точение, сверление, фрезерование и т.д.);
3. Соответствие СОТС обрабатываемому материалу и режущему инструменту.

Вопрос о влиянии СОТС должен рассматриваться на основе изучения основных физических факторов, сопровождающих процесс резания и их изменений под влиянием смазочно-охлаждающих сред. При этом необходимо учитывать комплекс физико-химических свойств сред и, в первую очередь тех, которые зависят от температуры, которая является одним из существенных факторов при резании [2]. Этот комплекс включает: электрическое сопротивление, поверхностное натяжение, вязкость, коэффициент теплопроводности, удельную теплоемкость и др.

Электропроводность (электрическое сопротивление) наряду с поверхностным натяжением может характеризовать вероятность и степень проникновения смазочно-охлаждающей среды в зону резания.

Поверхностное натяжение жидкости оказывает существенное влияние на величину капиллярного эффекта. Очевидно, что чем больше поверхностное натяжение, тем большая будет вероятность проникновения жидкости по микрокапиллярной сети в зоне упругого контакта режущего инструмента и стружки. В то же время, поверхностное натяжение на границе жид-

кость - обрабатываемый материал влияет на смачивание этого материала жидкостью (так называемая металлофильность жидкости).

Вязкость характеризует СОТС со стороны ее смазочной способности. Известно, что чем больше вязкость смазки, тем большую нагрузку может выдержать данная смазка и тем меньший будет коэффициент трения трущихся поверхностей. Однако, слишком большая вязкость будет затруднять проникновение жидкости в зону резания.

Теплопроводность и теплоемкость характеризуют охлаждающие свойства смазочно-охлаждающих жидкостей. Чем больше теплопроводность и теплоемкость жидкостей, тем лучшими охлаждающими свойствами они обладают. Установлено, что ряд жидкостей (вода, керосин, четыреххлористый углерод) могут дополнительно снижать коэффициент трения, в том числе и за счет своих охлаждающих свойств.

Смазочные пленки являются хорошими тепловыми и электрическими изоляторами. В следствии этого, в процессе резания будет не только уменьшаться генерирование тепла, но и происходить защита режущих граней от теплопередачи и резко уменьшится величина электрического тока в цепи: заготовка - инструмент. Известно, что пара "заготовка - инструмент" образует термоэлемент и протекающий в ней ток существенно снижает стойкость режущего инструмента.

Особое внимание при выборе СОТС необходимо уделять их физической и химической стабильностям, т.к. под влиянием высоких температур, загрязнений, проникновения бактерий через руки работающих, они могут разлагаться, что приведет к снижению эффективности их действия в процессе резания.

Для проверки изложенных положений, проводились испытания с такими смазочно - охлаждающими средами: 1. - 5 - процентный раствор эмульсола НГЛ - 205 в воде; 2. - 5 - процентный раствор эмульсола СДМу в воде; 3. - 5 - процентная суспензия дисульфида молибдена в касторовом масле.

Первые две жидкости испытывались на операциях точения, сверления, фрезерования и нарезания резьб. Третья испытывалась на операциях сверления мелких отверстий диаметром до 1 мм. Для сравнения проводились испытания с применением обычной 5 - процентной эмульсии из товарного эмульсола Э-2, широко применяемой на металлорежущих станках всех машиностроительных заводов.

Вышеуказанные смазочно - охлаждающие жидкости - единственные из новых жидкостей, которые имеют гарантированные технические условия на их изготовление и применение. Согласно этим условиям, они все выдерживают испытания на коррозию и, значит, могут быть приняты к испытанию и внедрению на машиностроительных заводах.

Рассматривая экспериментальные данные по теплофизическим свойствам испытуемых жидкостей, было получено, что наилучшие результаты на операциях точения, сверления и фрезерования можно ожидать при применении 5 - процентных водных эмульсолов ИГЛ - 205 и СДМу, которые имеют больший коэффициент теплоемкости и обладают достаточным поверхностным натяжением и металлофильностью к исследуемым обрабатываемым материалам.

Это подтверждается результатами традиционных стойкостных испытаний при обработке сталей 2Х13 и Х18Н9Т, которые вызывают определенные трудности при резании (рис.1).

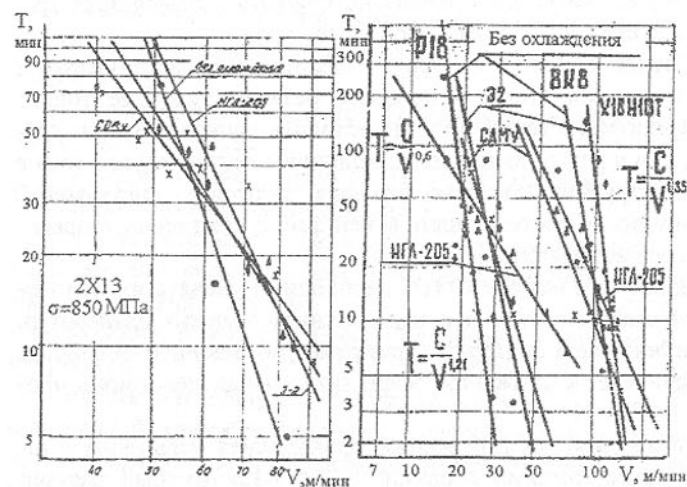


Рис.1. Влияние различных СОЖ на стойкость инструмента при точении нержавеющей сталей 2Х13 и Х18Н9Т

Таким образом, разработанная методика предварительной оценки СОТС, позволит резко сократить время и расходы на испытания новых СОТС, а также позволит специалистам создавать СОТС с заранее требуемыми свойствами.

Список литературы: 1.Латышев В.Н. Исследование физических сторон действия смазочно - охлаждающих жидкостей в процессе резания различных металлов / Сборник: Вопросы применения СОЖ при резании металлов. Иваново 1965 - 109с./ 2.Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов - М.: Машиностроение, 1981.-279с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА УСТАНОВКИ ТВЕРДОЙ ПЛАСТИНКИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Бойко Н.Г., Бойко Е. Н. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Повышение прочности режущего инструмента, работающего в тяжелых условиях по разрушению материала, например, режущего инструмента горных машин, обуславливает необходимость закреплять твердую пластинку, являющуюся режущим элементом, в специально подготовленном в державке пазу. Угол установки твердой пластинки (угол расположения паза) зависит от ряда факторов и, в первую очередь, - от соотношения сил, формирующихся на гранях твердой пластинки при разрушении материала, а также от момента сопротивления сечения удерживающих твердую пластинку элементов державки.

Известно [1], что силы, формирующиеся на гранях резца (твердой пластинки) при разрушении материала, обуславливаются, по крайней мере, тремя группами факторов, а именно: прочностными свойствами разрушаемого материала, площадью сечения стружки или, что тоже, режимом работы и, в первую очередь, толщиной стружки и действительными значениями углов резания - задним, передним и т. д.

Сила, формирующаяся на передней грани твердой пластинки при разрушении материала,

$$Z_n = kAh,$$

где k - коэффициент пропорциональности, A - прочностные свойства материала, h - толщина стружки.

Усилие, формирующееся на задней грани пластинки,

$$Y = k_y R_{сж} S_z,$$

где k_y - коэффициент пропорциональности, $R_{сж}$ - напряжение сжатия, формирующееся в массиве и воздействующее на заднюю грань пластинки,

S_z - проекция площадки затупления по задней грани пластинки на плоскость резания.

Напряжение сжатия, формирующееся в массиве и воздействующее на заднюю грань твердой пластинки, также зависит от прочностных свойств разрушаемого материала и в общем случае может быть представлено в виде линейной зависимости

$$R_{сж} = a + bA,$$

где a и b - постоянные для данного материала величины.

Тогда приведенная выше зависимость для усилия, формирующегося на задней грани твердой пластинки, примет вид

$$Y = k_y(a + bA)S_z.$$

Полная сила, действующая на переднюю грань твердой пластинки, которая и должна учитываться при определении угла ее установки, будет

$$Z_{nz} = Z_n + fY,$$

где f - коэффициент трения твердой пластинки о разрушаемый материал.

С учетом приведенных выше выражений для сил, формирующихся на гранях твердой пластинки, после некоторых преобразований получим

$$Z_{nz} = (kh + fk_y b S_z)A + fk_y a S_z.$$

Угол установки твердой пластинки (угол паза) определится из выражения

$$\alpha = \arctg(k_y b S_z A + k_y a S_z) / [(kh + fk_y b S_z)A + fk_y a S_z].$$

Из приведенного выражения следует, что угол установки твердой пластинки - величина непостоянная и при прочих равных условиях обуславливается:

- режимом работы (толщиной стружки) - с повышением интенсивности режима работы (увеличение толщины стружки) угол установки твердой пластинки уменьшается;
- прочностными свойствами разрушаемого материала - с увеличением прочности разрушаемого материала угол установки твердой пластинки уменьшается;
- затуплением твердой пластинки по задней грани - с увеличением площадки затупления по задней грани угол установки твердой пластинки увеличивается.

Вместе с тем, известно [2], что прочностные свойства материалов являются случайными величинами, подчиняющимися определенным законам распределения вероятностей. Например, прочностные свойства углей подчиняются закону Гаусса. По этому же закону распределены и прочностные свойства металлов. Поэтому угол установки твердой пластинки (угол паза), являясь, как это следует из приведенной выше зависимости, многопараметрической функцией, представляет собой, кроме того, слу-

чайную величину, случайный характер которой обусловлен случайным характером прочностных свойств разрушаемого материала.

Из приведенного для определения угла установки твердой пластинки выражения видно, что и числитель и знаменатель этого выражения являются линейными функциями прочности материала. Используя теорему о распределении функции, аргумент которой распределен по нормальному закону (или закону Гаусса) [3], можно утверждать, что выражения и в числителе и в знаменателе для определения угла установки твердой пластинки являются нормально распределенными случайными величинами с параметрами:

математическое ожидание

$$M = k_y b S_z \bar{A} + k_y a S_z,$$

$$m = (kh + fk_y b S_z) \bar{A} + fk_y a S_z,$$

среднеквадратичное отклонение

$$\theta = / k_y b S_z / \sigma_A,$$

$$\sigma = / (kh + fk_y b S_z) / \sigma_A,$$

где $\bar{A}$ - математическое ожидание, а σ_A - среднеквадратичное отклонение прочности материала.

Выражение под знаком $\arctg$ представляет собой отношение изменяющихся функций по переменной A - прочностным свойствам материала. Поэтому, хотя и числитель и знаменатель этого выражения - нормально распределенные случайные функции, выражение под знаком $\arctg$ в общем случае не является нормально распределенной случайной величиной. Для установления закона распределения вероятностей этого выражения необходимо установить характер изменения этого выражения.

С этой целью, разделив числитель и знаменатель выражения под знаком $\arctg$ на величину $k_y b S_z$, будем иметь

$$F(A) = (A + a/b) / [(kh / (k_y b S_z) + f)A + fa/b].$$

Обозначив выражение $kh / (k_y b S_z) + f$ через q , а отношение a/b - через t и разделив числитель и знаменатель на A , зависимость $F(A)$ примет вид

$$F(A) = (1 + tA^{-1}) / (q + f t A^{-1}).$$

которая с достаточной для инженерных расчетов точностью для реальных значений A и пределов ее изменения может быть принята линейной функцией вида

$$F(A) = C - \mu A.$$

Согласно [3], закон распределения для функции $F(A)$ представляет собой закон Гаусса с параметрами:

$$\begin{aligned} \text{математическое ожидание} \quad \bar{F}(A) &= C - \mu \bar{A}, \\ \text{среднеквадратичное отклонение} \quad \sigma_{F(A)} &= \mu / \sigma_A. \end{aligned}$$

Тогда угол установки твердой пластинки (угол паза) будет случайной величиной с распределением вероятностей по закону «арктангенса» нормально распределенной величины.

Поскольку угол установки твердой пластинки оказывает влияние на метрические параметры лепестков паза, величина его должна быть таковой, чтобы резец не выходил из строя (не вырывало пластинку из паза и не выходили из строя лепестки) при максимальных нагрузках, возникающих на гранях резца. Максимальной величины усилия формируются на гранях резца при встрече его с непреодолимым сопротивлением, например, резцом не прорезаемым включением, быстро (или практически мгновенно) нарастающим припуском на обработку и другими тому подобными причинами, т.е. когда происходит опрокидывание двигателя привода рабочего органа (или режущего инструмента) и вся или почти вся кинетическая энергия вращающихся элементов привода идет на деформацию элементов системы, режущего инструмента и сопротивления.

С другой стороны, поскольку режущий инструмент должен удовлетворять поставленным условиям, в том числе и по геометрическим параметрам, его геометрия определена этими условиями. В этой связи можно ставить вопрос и таким образом - какова должна быть максимальная величина силы, действующая на резец с данными геометрическими параметрами и, в первую очередь, с геометрическими параметрами лепестков паза?

Величина максимального усилия, действующего на резец, может быть определена в этом случае из условия прочности лепестков паза,

$$R = S[\sigma] l^1 \sin \alpha,$$

где R - равнодействующая силы,
 S - момент сопротивления лепестков паза,
 $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на изгиб,
 l - плечо силы.

Зная эту величину, можно указать или режим работы инструмента по разрушению материала, или установить предохранительные устройства на заданную величину максимального усилия, действующего на резец, с тем, чтобы он не вышел из строя. Это особенно важно в том случае, когда режущий инструмент является дорогостоящим.

Таким образом, на основании полученных результатов можно сделать следующее заключение:

поскольку угол установки твердой пластинки (угол расположения паза) в державке резца - величина случайная (распределение вероятностей угла установки пластинки не противоречит закону «арктангенса» от нормально распределенной величины) и обуславливается, по крайней мере, тремя факторами - режимом работы инструмента, прочностными свойствами разрушаемого материала и величиной площадки затупления резца по задней его грани, а максимальная величина усилия, действующего на резец, точнее, на грани твердой пластинки, обуславливается, с одной стороны, кинетической энергией вращающихся элементов системы привода рабочего органа (или инструмента) и жесткостными параметрами системы, резца и встретившегося сопротивления, с другой, - прочностными параметрами элементов (лепестков) паза, величина его (угла установки) должна быть таковой, чтобы практически при всех возможных режимах работы и возможных максимальных нагрузках равнодействующая сил, действующих на грани пластинки, не «выходила» за установленные пределы.

Список литературы: 1. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов/Г.В.Малеев, В.Г.Гуляев, Н.Г.Бойко и др. М., Недра, 1988. - 368 с. 2. Позин Е.З. Сопротивляемость углей разрушению режущими инструментами. М., Недра, 1972. - 240 с. 3. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М., Наука, 1964. - 576 с.

РОЛЬ ДИСПЕРГИРОВАНИЯ МЕТАЛЛА В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

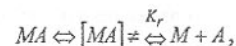
Бутенко В.И., Пушкарный А.В. (ТРТУ, г.Таганрог, Россия)

Современные представления о природе влияния поверхностно-активных веществ на процессы разрушения металлов предусматривают учет механизмов облегчения формирования дислокационных скоплений и микротрещин, обусловленных термофлуктуационным преодолением потенциальных барьеров зарождения дислокаций и выхода их на поверх-

ность. При значительном физико-механическом влиянии среды энергетический баланс в материале поверхностного слоя претерпевает существенный сдвиг в направлении снижения роли термофлуктуационного и механического факторов в преодолении потенциального барьера разрыва межатомных связей металла [1]. Одновременно из-за ослабления релаксационных процессов наблюдается стремление к минимуму величины теплового эффекта, рассеиваемого углом резания. При этом необходимо учитывать не только термодинамические, но и кинетические факторы процесса обработки, а адсорбционное понижение прочности металлов в неметаллических средах в результате диспергирования поверхностного слоя оказывается ощутимым лишь при хемадсорбции выделяющихся свободных атомов или реакционноспособных радикалов, что подтверждается многочисленными экспериментальными данными различных исследователей [1-2]. В указанных случаях - согласно термофлуктуационной концепции разрушения - работа химического процесса недостаточна, чтобы свести к минимуму энергию деструкции материала [1].

Наиболее вероятным механизмом активного воздействия полимера на металл является механохимическая деструкция молекул, инициируемая при возбуждении их генерируемыми дислокациями металла [3]. Он обусловлен влиянием поверхностных дислокаций на энергию связи адсорбата и металла. Действие этого фактора обычно связывают с локальным уменьшением работы выхода в местах разрядки дислокаций на поверхности. При этом бомбардировка молекул адсорбата электронами, покинувшими образуемую при резании ювенильную поверхность металла, способствует образованию реакционноспособных макрорадикалов, диспергирующих материал поверхностного слоя.

Эффективность использования материалов для диспергирования обрабатываемого материала определяется не только легкостью выделения активных макрорадикалов, но и способностью образующих (или уже имеющихся в данной системе) умеренно сильных окислителей своевременно мигрировать в зону разрушения и достаточно энергично взаимодействовать с ювенильной поверхностью металла, непрерывно образуемой в процессе механической обработки детали. Анализ возможных механизмов транспорта поверхностно-активных макрорадикалов показывает, что в условиях достаточно высоких локальных температур и давлений в зоне обработки он может быть осуществлен путем поверхностной диффузии. При этом диффузионный процесс следует рассматривать как мономолекулярную реакцию первого порядка, заключающуюся в разрыве и последующем восстановлении межатомных связей. Для поверхностной миграции адсорбированных макромолекул эта реакция может быть представлена следующим образом:



где MA , $[MA]$ - соответственно, адсорбированный комплекс макромолекул в нормальном и активированном состояниях;

$M + A$ - раздельное состояние адсорбированной макромолекулы A и подложки металла M ;

K_r - константа скорости реакции.

Согласно теории абсолютных скоростей реакции величина K_r определяется следующим образом:

$$K_r = \frac{K \cdot T}{h} \cdot \lambda \cdot \exp\left(-\frac{\Delta G^*}{K \cdot T}\right),$$

где ΔG^* - свободная энергия перехода макромолекулы в активированное состояние;

T - температура по шкале Кельвина;

K - энергия активации;

h - размер потенциальной «ямы».

Параметр ΔG^* имеет простой физический смысл: он равен частоте «перескоков» адсорбированной макромолекулы из одного адсорбционного центра на другой. Большую часть времени адсорбированная макромолекула в зоне обработки испытывает тепловые колебания, находясь внутри потенциальной «ямы», и изредка с частотой примерно K_r она перескакивает в другие «ямы», удаленные от исходной на расстояние $\lambda > d$ (здесь d - период решетки обрабатываемого металла) [4] со скоростью миграции, определяемой по формуле:

$$V_D = K_r \cdot \lambda = \frac{K \cdot T}{h} \cdot \lambda \cdot \exp\left(-\frac{\Delta S_D}{K}\right) \cdot \exp\left(-\frac{U_D}{K \cdot T}\right),$$

где ΔS_D , U_D - соответственно, энтропия и энергия активации диффузионного переноса макромолекулы.

Коэффициент поверхностной диффузии D может быть вычислен из выражения

$$D = \alpha \cdot \lambda \cdot V_D = D_0 \cdot \exp\left(-\frac{U_D}{K \cdot T}\right),$$

где D_0 - предэкспоненциальный множитель, слабо зависящий от температуры T ;

α - стерический фактор, определяемый структурой поверхности.

$$D_0 = \alpha \cdot \lambda^2 \cdot \vartheta \cdot \exp\left(\frac{\Delta S_D}{K}\right);$$

здесь ϑ - время миграции атомов и молекул.

Значение величины U_D зависит не только от обрабатываемого материала, но и от свойств адсорбата. Обычно она принимается пропорционально значению энергии поверхностной связи металла E_{MA} , т.е.

$$\frac{E_{MA}}{U_D} = m \cdot E_{MA}, \text{ при } m \approx 0,1 \dots 0,2.$$

Для более точного определения коэффициента m необходимы квантомеханический расчет и модельные представления о потенциале взаимодействия адсорбата с обработанным материалом. При этом важную роль играет степень заполнения поверхности металла адсорбционными макромолекулами адсорбата. Качественное объяснение этого соотношения (без привлечения сложных расчетов) можно дать с помощью теоремы Вириала, позволяющей выразить зависимость полной энергии макромолекулы адсорбата $\langle \epsilon \rangle$ от среднего значения ее потенциальной энергии $\langle U_A \rangle$ формулой

$$\langle \epsilon \rangle = (1 + 0,5 \cdot n) \cdot \langle U_A \rangle,$$

где n - показатель степени в законе взаимодействия $U_A = f(z)$;

z - расстояние адсорбционной макромолекулы от поверхности обрабатываемого материала (параметр близкий к размеру зерна в поликристалле).

При полном отрыве макромолекулы адсорбата от обрабатываемой поверхности энергия $\langle \epsilon \rangle$ изменяется на величину энергии поверхностной связи металла E_{MA} , в то время, как для перевода макромолекулы на вершину потенциального барьера $\langle U_A \rangle$ требуется лишь часть поверхностной энергии E_{MA} , причем изменение $\langle U_A \rangle$ при таком переходе, равное U_D , составляет

$$U_D = \frac{m \cdot E_{MA}}{1 + 0,5 \cdot n}.$$

Следовательно, как термодинамические, так и кинетические условия осуществления адсорбционного понижения прочности металла могут быть выявлены исходя из анализа соответствующих значений энергий поверхностной химической связи, при этом параметр E_{MA} противоположным образом влияет на осуществление указанных предпосылок появления эффекта Ребиндера. В соответствии с представлениями физико-химической механики для реальных случаев механодеформации металла могут быть подобраны оптимальные значения E_{MA} , благоприятствующие адсорбционному понижению прочности материала поверхностного слоя и разрыву межатомных сил в кристаллической решетке.

Исследования показали, что максимальное значение величины E_{MA} , при котором возможна реализация кинетических условий адсорбционного понижения прочности обрабатываемого материала, соизмеримо с энергией

сублимации материала ΔG_r . Это обстоятельство указывает на близкое соотношение между термодинамическими и молекулярно-кинетическими предпосылками адсорбционного понижения прочности, причем соблюдение обоих условий оказывается возможным при условии, что

$$\Delta G_r = L_M - E_{MA} \geq 0,$$

где L_M - энергия сублимации атомной связи в металле.

Уравнение диспергирования металла при механической обработке с учетом энергетических и кинетических аспектов реализации эффекта Ребиндера при определенном значении энергии хемосорбции Q_{am} , соизмеримом с поверхностной энергией обрабатываемого металла E_{MA} , имеет вид [1]:

$$Q_{am} = 2 \cdot K \cdot T \cdot \ln \left(\frac{12 \cdot D_0}{z \cdot V} \right),$$

где V - скорость перемещения контртела (шлифовального круга, хона, притира) относительно обрабатываемой поверхности детали.

Как видно из приведенного соотношения, чем больше скорость V , тем меньше значение Q_{am} , обеспечивающее максимальное влияние активатора на интенсивность съема металла. Для активаторов с заданным значением Q_{am} оптимальные условия адсорбционного понижения прочности материала обеспечиваются при определенных значениях параметров D_0 , V , z , тесно связанных с влиянием проникающей способности среды, скорости обработки и структуры обрабатываемого материала.

Наиболее вероятный подход к объяснению явления адсорбционного понижения прочности материала может быть построен на основе классических представлений Гиббса о связи понижения поверхностной энергии L_{MA} с адсорбции и модели Гриффитса для хрупкого разрушения [5]. Суть этого подхода, вытекающего из работ П.А. Ребиндера, заключается в том, что адсорбционное понижение прочности (или диспергирование) металла σ способствует раскрытию и росту трещин, уменьшая уровень предела прочности материала p_c и энергетические затраты на образование новых поверхностей A_d . Хотя универсальной аналитической зависимости между σ и p_c не установлено, указанное соотношение свидетельствует о связи между этими параметрами, лежащими в основе различных энергетических подходов к изучению прочности и разрушения твердых тел. При диспергировании твердых тел энергия A_d расходуется на образование новых поверхностей (для хрупких материалов) и, кроме того, на осуществление пластической деформации (для пластичных материалов). В общем случае эта энергия пропорциональна эффективной поверхностной энергии L_{MA} , имея в виду, что

$$A_d = \sigma^* \cdot \Delta S, \text{ причем } \sigma^* = \sigma + \omega,$$

где ω - напряжение в пластической зоне деформации, прилегающей к поверхностям трещины; ΔS - общая поверхность трещины. Для хрупких материалов имеет место зависимость $\omega < \sigma$, для высокопластичных - $\omega \gg \sigma$.

Выполненные экспериментальные исследования свидетельствуют о том, что при диспергировании металлов на образование новых поверхностей расходуется лишь незначительная часть общей работы разрушения $\sigma^* \cdot \Delta S$, а большая часть энергии A_d идет на пластическую деформацию, а также сопровождающие ее процессы тепловыделения и накопления латентной энергии. Однако при резком понижении напряжения σ^* симбатно ей уменьшается и значение ω , что позволяет использовать экспериментальные данные для параметра A_d при изучении эффекта Ребиндера.

Исследованиями различных способов механической обработки материалов установлено, что оптимальным условиям адсорбционного понижения прочности обрабатываемого материала соответствуют случаи, когда $U_D > 0$ и разрыв связей в твердом теле в наибольшей степени компенсируется образованием связей между твердым телом и средой. При этом особенно перспективно применение метода молекулярной динамики, позволяющего выявить микроструктуру разрушения твердого тела в присутствии активных частиц среды [6]. Моделирование разрушения материала поверхностного слоя обрабатываемой детали на атомно-молекулярном уровне имеет преимущества по сравнению с экспериментальными способами, при которых невозможно наблюдать постепенное перемещение участвующих в тепловом движении отдельных макромолекул при адсорбционном понижении прочности материала. Использование метода молекулярной динамики позволило воссоздать (без выяснения каких-либо априорных схематизирующих модельных представлений) элементарные акты перестройки разрыва межатомных связей в результате механических воздействий и влияния реакционноспособных макромолекул среды. Благодаря этому методу оказались объединенными процессы упругой и пластической деформации решетки металла, образования дефектов структуры, локального разрушения, адсорбции, катализа, переноса и т.д.

В общем случае эффективность диспергирования обрабатываемого материала определяется величиной ΔG_r , представляющей собой разность между энергией связи ее с адсорбционным атомом или макромолекулой. Поскольку величина ΔG_r выражает работу отрыва поверхностного атома металла, несколько уменьшенную в результате взаимодействия с адсорбционной макромолекулой, то с учетом влияния действующих механиче-

ских напряжений p (в том числе и внутренних напряжений) эта работа дополнительно уменьшается на величину $\gamma \cdot p$, где γ - коэффициент уменьшения работы за счет влияния механических напряжений. Тогда атомарная работа разрушения металла при диспергировании (с учетом заданного уровня термических флуктуаций) может быть представлена в виде

$$a_d = |\Delta G_r - \gamma \cdot p|.$$

На рис. 1 приведена характерная зависимость работы разрушения металла a_d от энергетического параметра ΔG_r , из которого следует, что уменьшение величины ΔG_r от L_M до $\gamma \cdot p$ приводит к падению работы a_d до нуля (участок I). Дальнейшее изменение ΔG_r сопровождается монотонным ростом работы a_d (участок II) до тех пор, пока высокие отрицательные значения энергетического параметра ΔG_r не обеспечат возникновение на поверхности металла качественно новых образований. Рассмотренные особенности микрокартины разрушения металла поверхностного слоя находят подтверждения в различных

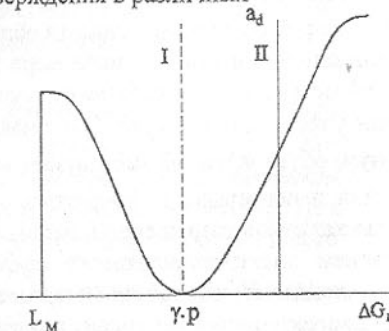


Рис. 1. Зависимость работы разрушения a_d от параметра ΔG_r .

«макроскопических» проявлениях. Так, возможной причиной возрастания удельной работы разрушения при действии смазочно-охлаждающих технологических сред является превалирование релаксационных процессов над деструктивными в эффекте адсорбционного пластифицирования. Это явление может иметь место как при сравнительно слабых взаимодействиях со средой (например, при физической адсорбции), так и при отрицательных значениях ΔG_r в области коррозии под напряжением (хемомеханический эффект в узком смысле), а также при умеренно сильной форме пассивации (например, в случае образования на поверхности сверхпластичных вторичных структур, включающих внедренные окислители в виде твердого раствора с металлической матрицей). Вместе с тем, как уже отмечалось

выше, при росте отрицательных значений ΔG , ослабление склонности металлов к механическому диспергированию может быть связано со снижением миграционной подвижности адсорбата. Необходимо также отметить, что границы между областями, в которых реализуются различные механизмы макроразрушения, зависят не только от интенсивности межфазного взаимодействия, но также от условий деформирования (T, p, V) и особенностей дислокационной структуры обрабатываемого материала. В зависимости от соотношения процессов релаксации и деструкции работа образования новой поверхности при пластической деформации A_d в ходе механической обработки металла может как увеличиваться, так и уменьшаться [7]. Последний случай соответствует большой степени снижения предела прочности на разрыв по сравнению с аналогичным изменением удельной силы трения между обрабатываемой деталью и инструментом, чувствительным к пластифицирующему воздействию среды.

Таким образом, макроскопическая удельная работа разрушения A_d определяется не только своим микроскопическим аналогом a_d , но также существенно зависит от условий обработки и свойств обрабатываемых материалов. При этом протекающие в той или иной мере пластическая деформация и релаксационные явления способствуют росту работы разрушения A_d . Однако между участками I и II (рис. 1) и в макромасштабе должен сохраняться минимум, обусловленный минимумом величины a_d . Наличие данного экстремума и непрерывного энергетического спектра, характеризующего смену механизмов разрушения в различных его областях (например, существованием электрокапиллярного эффекта понижения твердости и ряда других механических свойств материала), а также немотонными изменениями характеристик материала в состоянии активного растворения, активно-пассивного перехода и транспассивности может быть вызвано электрической поляризацией обрабатываемого материала или донорно-акцептными, окислительно-восстановительными и кислотно-основными взаимодействиями.

Исследования показали, что преобладающей тенденцией применения в процессах металлообработки поверхностно-активных веществ должно быть заметное понижение работы диспергирования и механической прочности металла. Действительно, в соответствии с представлениями физико-химической теории прочности и разрушения твердых тел [1] преодоление сил сцепления атомов металла при его механической обработке осуществляется за счет тех факторов, среди которых, наряду с работой внешних механических сил $\gamma \cdot p$ и работой тепловых флуктуаций ΔU_C , учитывается энергетический вклад физико-химического фактора ΔU_m , определяемого по формуле

$$\Delta U_m = K \cdot T \cdot \ln \left(\frac{t}{t_0} \right),$$

где t - время ожидания термической флуктуации;

t_0 - период колебания атомов решетки металла;

ϑ_D - дебаевская частота; $t_0 = \vartheta_D^{-1}$.

В рассматриваемом частном случае взаимодействия атомов смазочно-охлаждающих технологических сред с металлической поверхностью обрабатываемой детали принималось $\Delta U_C = E_{MA}$.

Полная энергия разрушения атомной связи металла U_0 , приближенно равная энергии его сублимации L_M , преодолевается за счет реализации в процессе диспергирования металла всех явлений, т.е.

$$U_0 = \gamma' \cdot p + K \cdot T \cdot \ln \left(\frac{t}{t_0} \right) + \Delta U_C.$$

В представленном выражении учитывается тот факт, что при действии физико-химического фактора активационный объем увеличивается на величину $\Delta \gamma$, определяющую путь преодоления сил межатомных связей:

$$\gamma' = \gamma + \Delta \gamma.$$

Время ожидания термической флуктуации t определится из формулы [5]:

$$t = t_0 \cdot \exp \left(\frac{(U_0 - \Delta U_C) - \gamma' \cdot p}{K \cdot T} \right),$$

из которой следует, что при физико-химическом воздействии термофлуктуационный механизм разрыва отдельных межатомных связей металла осуществляется при нагрузках p более низкого уровня, т.е. меньших на величину $\Delta p \approx \frac{\Delta U_C}{\gamma}$. Снижение требуемой нагрузки обусловлено уменьшением работы внешних сил и теплоты, выделяющейся в процессе диспергирования материала.

Выполнение теоретических исследований роли диспергирования металла при механической обработке деталей легли в основу разработанных методов интенсивной технологии металлообработки при использовании различных смазочно-охлаждающих технологических сред с поверхностно-активными веществами и абразивной доводки поверхностей текстолитовыми притирами.

Список литературы: 1. Шукин Е.Д. Некоторые задачи физико-химической теории прочности дисперсных структур // Физико-химическая механика и лиофильность дисперсных систем. - Киев: Наукова думка, 1981. вып. 13. - С. 46-53. 2. Перцов Н.В., Яковлев В.М. Роль поверхностных химических взаимодействий в проявлении эффекта Ребиндера при обработке металлов в галогеносодержащих средах // Физические и химиче-

ские методы обработки материалов. 1983. №4. - С. 88-93. 3. Молоцкий М.И. Каталитическая активность дислокации в металлах. // Кинетика и катализ. 1979. т.20, №6. - С. 1451-1457. 4. Кожухнер М.А., Простиев А.С., Шуб Б.Р. Поверхностная диффузия одиночных атомов. - Докл. АН СССР, 1984. т.279, №6. - С.1401-1404. 5. Регель В.Р., Слущер А.И., Томашевский Э.Е. Кинетическая природа прочности твердых тел. - М.: Машгиз, 1974. - 560 с. 6. Ющенко В.С., Шукин Е.Д. Молекулярно-динамическое моделирование при исследовании механических свойств. // Физико-химическая механика материалов, 1981. т.17, №4. - С.46-60. 7. Костецкий Б.И. Фундаментальные закономерности трения и износа. - Киев: Знание, 1981. - 30 с.

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМИ МАШИНАМИ

Войнаровский Юзеф, Герлотка Казимеж

(Силезский технический университет, г.Гливице, Польша)

Технический прогресс в машиностроении требует создания машин с высокой производительностью, малой массой и габаритами при жестких требованиях к точности позиционирования исполнительных органов. В результате повышается динамическая податливость машин, увеличиваются абсолютные скорости движения звеньев механизмов и относительные скорости в кинематических парах, что приводит к росту интенсивности динамических нагрузок.

В связи с этим возникает необходимость исследования динамических процессов в машинах с помощью динамических моделей для обеспечения возможности программирования движения таким образом, чтобы выявить и устранить источники возбуждения колебаний с сохранением критерия минимизации массы при обеспечении требуемой статической жесткости и динамической податливости.

Вопросы управления рабочими машинами тесно связаны с регулированием их переходных процессов, что требует от специалистов, изготавливающих и эксплуатирующих машины, обращать внимание на создание условий для реализации таких задач теории управления, как приспособленность к управлению, возможность вычленения объекта управления, обеспечение оптимального диапазона чувствительности к сигналам управления, выбор между закрытыми и открытыми системами управления.

Следует подчеркнуть, что механические системы (машины) обладают рядом характеристик, которые затрудняют применение типовых систем автоматического регулирования. Это можно видеть из следующего:

- их математические модели имеют более высокий порядок дифференциальных уравнений, описывающих движение системы,
- при составлении уравнений состояния часто используется вариационный подход,
- очень часто они представляют собой системы с распределенными параметрами,
- имеют место процессы, неявно зависящие от сигнала управления,
- функции цели редко бывают нормированными, а чаще всего являются неподдающимися аналитическому описанию,
- анализ чувствительности в значительной степени требует вариационного подхода.

Из перечисленных проблем следует, что создание интегрированных систем управления требует:

- экспериментальных и теоретических исследований переходных процессов на реальных объектах и их математических моделях,
- создания программного обеспечения в системах "on line" для управления процессами в машинах,
- подбора систем управления рабочей машиной, обеспечивающих автоматическое управление рабочими процессами.

Перечисленные задачи создания систем управления указывают на необходимость разработки определенной информационной системы, обусловленной реализацией оптимального рабочего процесса.

Рабочая машина как динамическая система. Моделирование реальной системы (машины) основывается на выборе идеализированной физической модели, описывающей определенный класс явлений, происходящих при функционировании машины. На основании физической модели разрабатывается математическая модель, которая включает в себя массив переменных, отражающих состояние исследуемой системы (массив переменных состояния), а также законы динамики, условия энергетического баланса и др., определяющих математические зависимости между переменными состояниями.

Условно процесс создания модели представлен на рис.1. Первый этап этого процесса - конструирование системы автоматического регулирования рабочей машины можно разбить на ряд операций [2]:

1. Разработка на базе феноменологической модели физической модели, которая должна сохранять в достаточной степени близкое соответствие с динамическими свойствами моделируемой системы.
2. Обоснование составления (на базе физической модели) соответствующих дифференциальных уравнений, определяющих характер математической модели.

3. Описание математической модели методом пространства состояний, функциями перехода либо др.
4. Выполнение анализа динамических свойств математической модели.
5. Уточнение конфигурации механической системы и значений ее параметров, а также принятие соответствующих проектных решений.

При возможности проведения экспериментальных исследований и верификации разработанной модели идентификация объекта регуляции может быть итерационным процессом, и очередные корректировки модели должны быть направлены на устранение существенных с точки зрения синтеза регулятора расхождений с реальной системой.

На втором этапе выполняется синтез регулятора, который может быть дополнен результатами моделирования разработанной системы регулирования, например компьютерной имитации. Базой синтеза регулятора является комплексная математическая модель машины, представленная, например, в форме уравнений состояния или операторной функции перехода. В некоторых случаях при громоздких и сложных моделях объекта регуляции синтез регулятора либо невозможен, либо очень затруднен. В таких случаях для синтеза регулятора приходится упрощать ранее разработанную модель машины, например заменить систему с распределенными параметрами системой с сосредоточенными параметрами. В случае неудовлетворительных результатов качества работы системы управления выполняется корректировка регулятора либо путем его повторного синтеза, либо изменением его параметров (мощности, постоянных времени, вида обратной связи и др.)

Идентификация объекта управления, синтез регулятора и его моделирование являются исходными данными для разработки реальной системы управления. Она включает в себя выбор способа управления (аналоговый или микропроцессорный), разработку специальных электронных систем, а в случае микропроцессорных схем - разработку программного обеспечения управляющих функций. Конечной операцией является экспериментальное исследование системы управления, оценка качества ее работы и окончательная корректировка параметров регулятора.

Классический подход к составлению дифференциальных уравнений движения базируется на принципе причинности Ньютона. Применение уравнений Лагранжа упорядочивает и упрощает моделирование движения сложных систем с большим числом степеней свободы, особенно в случаях наличия сомнений относительно возможности решения общего уравнения динамики.

Уравнения Лагранжа 2-го рода могут быть заменены при моделировании движения гироскопических систем [7], особенно таких сложных, как манипуляторы, выполняющих сферическое движение, дина-

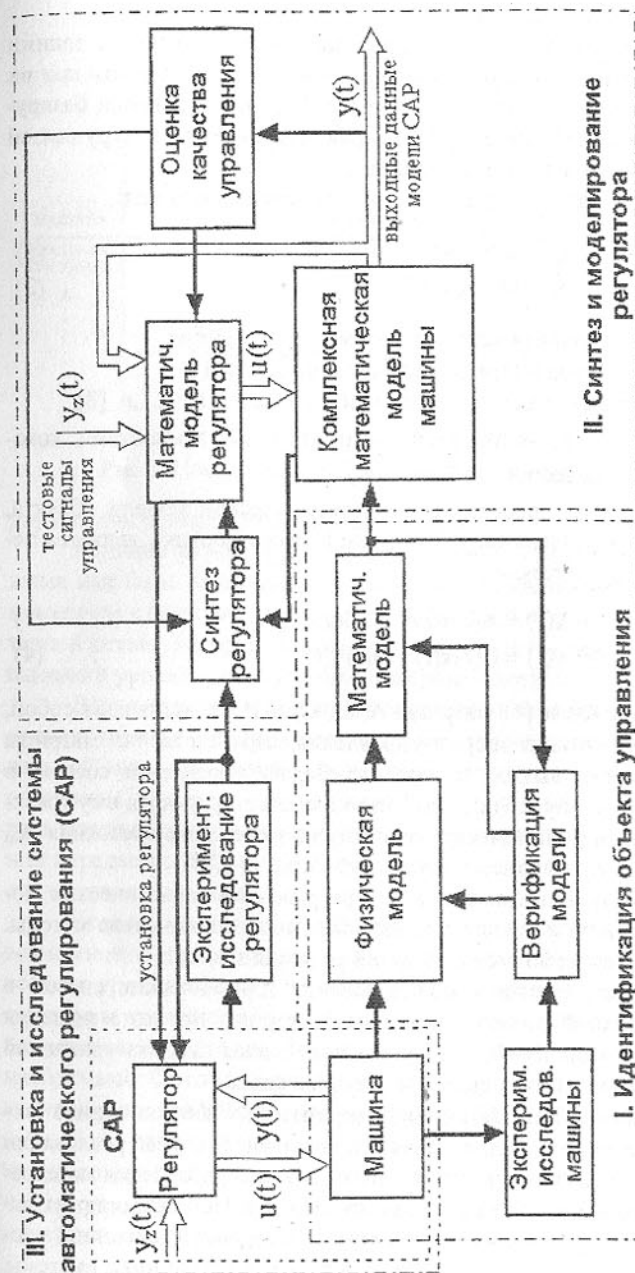


Рис.1. Основные этапы конструирования системы автоматического регулирования

мическими уравнениями Эйлера.

Для многомассовых систем с древовидной структурой, а такими обычно и являются модели рабочих машин, удобнее использовать при их разработке расширенные уравнения Ньютона [8]. Эти уравнения базируются на матрице инцидентности S_{ia} [9], которая описывает структуру связей между элементами и подсистемами машины.

В частности, в матричной форме эти уравнения имеют вид:

$$m \ddot{r} = F + SX^c, \quad (1)$$

$$\dot{K} = M + C \times X^c + SY, \quad (2)$$

где m - диагональная матрица с элементами $m_{ij} = \delta_{ij} m_i$,
 S - квадратная матрица с элементами 0, +1, -1,
 C - матрица ($n \times n$) с элементами $C_{ia} = S_{ia} c_{ia}$, $i, a = 1, \dots, n$ [8],
 $\ddot{r}$, F , X^c , Y , $\dot{K}$, M - ленточные матрицы, элементами которых являются векторы, например $\ddot{r} = [\ddot{r}_1, \dots, \ddot{r}_n]^T$.

Другим способом представления математической модели объекта, описанного дифференциальным уравнением второго порядка, является переход к пространству состояний:

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t), \quad (3)$$

$$y(t) = C(t)x(t) + D(t)u(t). \quad (4)$$

В выражениях (3) и (4) матрицы A , B , C и D представляют собой, как принято их называть в теории управления, соответственно матрицы состояния, управления, выхода и перехода. Задача управления состоит в таком выборе вектора управления $u(t)$, чтобы соответствующая ему траектория $x(t)$ переводила динамическую систему из начального состояния (x_0 , t_0) в заданную точку пространства состояний x_1 ; $x_0, x_1 \in R^n$.

Кроме рассмотренных методов при разработке математических моделей можно применять и другие, так называемые неклассические методы. На рис.2 показан один из возможных путей решения задачи.

Главным преимуществом моделирования динамических систем в пространстве состояний является - с одной стороны простота решения дифференциальных уравнений, с другой - полученная система уравнений составляет основу для синтеза системы регулирования.

Рабочая машина как объект регулирования. Рабочая машина требует сложной, многоуровневой системы управления. С случае реализации микропроцессорной системы регулирования система управления машинами представляет собой высший уровень управления. Он контролирует работу подчиненных ему механизмов, которые составляют следующий уровень управления. На базовом уровне располагаются регуляторы системы

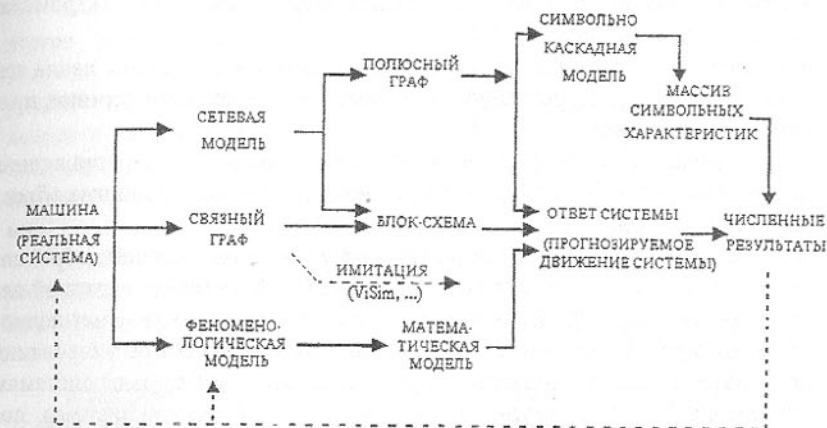


Рис.2. Последовательность анализа динамической системы

управления приводами отдельных машин.

Машина может функционировать автономно в автоматическом режиме или быть включенной в систему управления комплексом машин. В последнем случае регулятор рабочей машины связан с локальной компьютерной сетью, которая, в свою очередь входит в центральную сеть более высокого уровня - сеть управления производством.

Все эти уровни управления составляют иерархическую структуру - от уровня управления производством до уровня управления приводом отдельной машины. Связи между отдельными уровнями являются двусторонними. С высшего (командного) уровня на низший (подчиненный) уровень передаются основные управляющие сигналы, а в обратном направлении передается информация о состоянии системы, отказах и другая статистическая информация.

Чтобы в максимальной степени использовать производственные возможности предприятия необходимо оптимизировать управление на всех его уровнях. И если на высшем уровне представленной иерархической структуры критерии оптимизации основываются на принципах макро- или микроэкономики, то низшие уровни более тесно связаны с техническими проблемами. Оптимизация управления на уровнях рабочей машины, ее механизмов или приводов основывается на чисто технических критериях.

Если рабочую машину трактовать как электромеханическую систему, то можно в ней выделить следующие функциональные подсистемы:

- механическая подсистема, включающая передачи приводов, рабочие исполнительные органы и другие механизмы,

- двигательная подсистема, включающая энергетические и электромеханические преобразователи,
- подсистема управления и регулировки, содержащая системы ввода параметров управления, регулировки процесса, измерительные датчики, преобразователи сигналов.

С точки зрения теории управления механическая и электроприводная подсистемы рабочей машины представляют собой взаимосвязанные объекты регулирования.

Качество управления оценивается величиной, называемой добротностью регулирования, представляющей собой разность между заданной величиной параметра процесса и ее фактическим значением за время полного периода работы системы. С целью повышения качества регулирования предпочтение следует отдавать замкнутым (с обратной связью) системам управления. Качество регулирования зависит от способности системы получать на выходе требуемые значения параметров, соответствующих входным значениям с как можно меньшими отклонениями в широком диапазоне частот и при наличии внешних воздействии (возмущений). Для этого элементы двигательных подсистем и систем управления должны характеризоваться следующими свойствами:

- электромеханические преобразователи (электродвигатели) - большой перегрузочной способностью, быстрой реакцией на изменение момента сопротивления, минимальным моментом инерции масс,
- преобразователи электрической энергии - большой перегрузочной способностью по силе тока, минимальной постоянной времени,
- система управления - применения метода и структуры управления, соответствующих современным направлениям теории управления, получение как можно более полной информации о состоянии объекта управления.

Системы преобразования электрической энергии. Эти системы, называемые просто преобразователями энергии служат в двигательных системах для согласования таких параметров электрической энергии, получаемой из сети, как число фаз, частота и напряжение до уровня, который нужен для нормальной работы электродвигателя.

Переломным моментом были 50-тые годы нынешнего века, когда на рынке появились полупроводники и, особенно, тиристоры. Привод, питаемый от тиристорного выпрямителя, значительно дешевле и имеет лучшие динамические характеристики, чем система Леонарда. Тиристоры также применяются для преобразования частоты при питании электродвигателей переменным током. Однако неполная управляемость тиристоров, необходимость дополнительных коммутационных цепей являются препятствием для более широкого их использования в приводах машин.

В системе управления приводом (рис.3) преобразователь энергии выполняет функцию усилителя мощности то есть усиливает и преобразует управляющий сигнал U_s в соответствии с заданным алгоритмом управления.

Одним из первых преобразователей энергии была электромашина Леонарда.

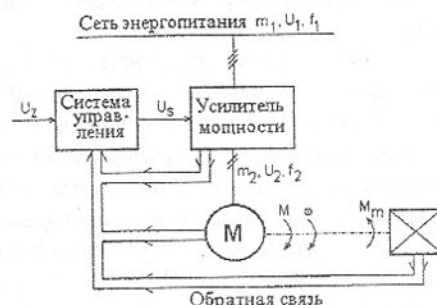


Рис.3. Схема электроприводной системы

Ситуация изменилась с появлением мощных полностью управляемых полупроводниковых вентилей, позволяющих с помощью управляющих сигналов включать и выключать силовую электрическую цепь. Наибольший интерес представляют тиристоры GTO и, прежде всего, транзисторы IGBT. Транзисторы IGBT находят применение как в преобразователях постоянного тока, улучшая (по сравнению с тиристорными выпрямителями) их динамические характеристики, так и в преобразователях частоты для питания электродвигателей переменного тока. Системы с асинхронным электродвигателем, питаемым от преобразователя частоты, становятся основным, базовым приводом для рабочих машин, требующих бесступенчатого регулирования скорости.

Развитие микроэлектроники позволило в последние годы создать мощные комбинированные системы (PIC - Power Integrated Circuits). Такой интегрированный модуль включает в себя элементы цепи мощного выпрямителя, цепи управления и логические цепи. После расширения сигнальных, защитных и логических функций такие модули получили название силовых элементов искусственного интеллекта (IPM - Intelligent Power Module). Выходная мощность таких модулей может достигать десятков кВА.

Миниатюризация элементов и целых энергоэлектронных систем уменьшает габариты преобразователя частоты, что позволяет конструктивно встроить его непосредственно в электродвигатель и получить так называемый компактный привод.

Системы управления электроприводами. В результате развития электроники, почти одновременно с кремниевыми вентилями появились комплексные операционные усилители, которые позволяют ввести в промышленную практику так называемую последовательную коррекцию. В соединении с энергоэлектронными преобразователями это позволило

обеспечить хорошие статические и динамические характеристики приводов.

Возрастание требований к качеству управления привело к тому, что системы управления, особенно при использовании частотно регулируемых электрических двигателей переменного тока, стали сильно усложняться. Реализация таких систем управления требует использования значительного количества элементов и подсистем, что увеличивает стоимость изготовления системы управления и одновременно снижает ее надежность.

Появление на рынке относительно недорогих микропроцессорных систем с большой вычислительной мощностью позволило устранить эти недостатки, что обеспечило широкое применение микропроцессоров в системах управления. По сравнению с аналоговыми и традиционными цифровыми системами применение микропроцессорных систем дает следующие преимущества:

- уменьшение числа элементов и подсистем, упрощение системы и повышение ее надежности,
- увеличение сопротивляемости системы на действие возмущений и устранение неопределенности хода,
- возможность реализации положений современной теории управления непосредственно в виде алгоритмов, закладываемых в микропроцессор,
- обеспечение предохранительных функций, анализа функционирования системы и диагностирования отказов,
- приспособленность системы к совместной работе с управляющим компьютером в иерархических системах управления.

Современные тенденции развития методов управления. Внедрение в повседневную практику микропроцессорных систем оказало влияние на возможность более широкого применения новых разделов теории управления, иногда временами трудных для практического применения при использовании аналоговых и традиционных цифровых систем управления. Все шире распространяется в практике неявное (нечеткое) управление, развивающееся за счет использования нейронных сетей в системах управления и в диагностике.

В реальных системах в большинстве случаев не все переменные состояния, информация о которых с точки зрения качества управления является необходимой, могут быть измерены, либо их измерение очень затруднено или стоит очень дорого. В таких случаях вместо измерений часто применяются специальные наблюдающие устройства - так называемые наблюдатели состояния системы. Эти наблюдатели восстанавливают значения недоступных переменных на основе сигналов переменных состояния, доступных для их измерения [4,5,6].

В 80-тых годах были отмечены первые попытки применения систем управления, разработанных на основе так называемой нечеткой логики (англ. fuzzy logic) [1,3]. Применение фазы-управления может особенно эффективным в случаях нелинейных либо нестационарных состояний объектов управления.

Заключение. Развитие микроэлектроники и энергоэлектроники в значительной мере влияет на совершенствование двигательных систем и систем управления рабочими машинами. В результате эволюции систем управления следует ожидать, что в системе **"управление - рабочая машина - рабочий процесс"** оператор будет все меньше заниматься контрольными функциями, а будет решать более творческие задачи и принимать решения более высокого порядка, например определение неисправностей и их диагностика. То есть, оператор отдалится от вмешательства в ход технологического процесса и начинает играть роль контролера более высокого уровня. А это приводит к появлению группы новых задач в системе **"человек - машина - рабочий процесс"**.

Даже в полностью автоматизированной системе управления рабочим процессом человек-оператор остается обязательным элементом для наблюдения за процессом, вмешательства в случае аварии и принятия решений для обеспечения надежной работы автоматизированного комплекса рабочих машин.

Список литературы. 1. Asplund Ch., Fukuda A.: *Fuzzy Logic Control of a Knuckle Boom Crane for Forestry Machines*. Rep. Forestry and Forest Product Research Institute, Tsukuba, 1994 2. Cannon R. H. jun.: *Dynamika układów fizycznych*, WNT Warszawa 1973 3. Driankov D., Hellendoorn H., Reinfrank M.: *Wprowadzenie do sterowania rozmytego*. WNT, Warszawa 1996 4. Gierlotka K., Biskup T.: *Application of the Load Speed Observer in the Control System of the Drive with Elastic Joint*. International Conference on Electrical Drives and Power Electronics, High Tatras 1994, vol. II, pp. 465-470 5. Kalman R. E.: *A new approach to linear filtering and prediction problem*. Trans. ASME Journal of Basic Engineering, 1960, vol. 82D, pp. 35-45 6. Luenberger D. G.: *Observing the state of a linear systems*. IEEE Transaction on Military Electronics, 1964, vol MIL-8, No. 2, pp.74-80 7. Magnus K.: *Kreisel. Theorie und Anwendungen*, Berlin-Heidelberg- New York 1971. 8. Wittenburg J.: *Dynamics of systems of rigid bodies*, B.G.Teubner Stuttgart 1977. 9. Wojnarowski J.: *Zastosowanie grafów w analizie drgac układów mechanicznych*, PWN Warszawa-Wrocław 1981

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ

Горкуша А.Е. (ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

Опорные узлы с подшипниками скольжения гидродинамического трения, которые находят все более широкое распространение в машиностроении, должны удовлетворять следующим требованиям: обеспечивать хороший отвод тепла, образуемого в результате превращения в тепло работы сил трения, из рабочей зоны; иметь малые габариты; быть простыми по конструкции; долговечными, малочувствительными к ударным и кратковременным перегрузкам и иметь невысокую стоимость изготовления.

Так, в опорных узлах машин и оборудования широко применяются подшипники, втулки-вкладыши которых залиты остродефицитным сплавом баббитом Б83. Поэтому вопрос замены баббита другими менее дефицитными материалами актуален [1].

В подшипниках с полимерными вкладышами основным средством отвода тепла из рабочей зоны является смазка, так как стенки вкладыша практически не пропускают тепло в корпус. Подтверждением этому может служить сравнение результатов исследований баббитовых и полимерных подшипников. Например, было установлено, что для металлических подшипников при увеличении температуры подаваемой смазки в подшипник ($t_{вх}$) разность температур (Δt) между максимальной температурой (t_{max}) и температурой входа ($t_{вх}$), равная $\Delta t = t_{max} - t_{вх}$, не изменяется и снижается при дополнительном подводе свежей смазки в канавку, расположенную в рабочей зоне.

Совершенно иная картина наблюдается при повышении температуры масла на "входе", подаваемого в подшипник с полимерным вкладышем.

Так, при нагрузке $P_{ср} = 2,5 \text{ МПа}$ и скорости скольжения $V = 8 \text{ м/сек}$. увеличение температуры входа масла в подшипник с относительным диаметральной зазором $\psi = 0,00125$ с 17°C до 48°C привело к росту максимальной температуры в подшипнике с 32°C до 122°C и дальнейшее увеличение температуры подаваемого масла вывело подшипник из строя. Зависимости температуры в подшипнике от температуры масла на входе и относительно диаметрального зазора приведены на рис. 1, а на рис. 2 приведена зависимость температуры в подшипнике от скорости скольжения.

Как следует из графиков, при скорости скольжения $V = 10 \text{ м/с}$ и нагрузке $P_{ср} = 9 \text{ МПа}$, максимальная температура была около 100°C при $t_{вх} = 35^\circ\text{C}$. Расход смазки через подшипник, при этом, был равен $Q = 7,5 \text{ л/мин}$.

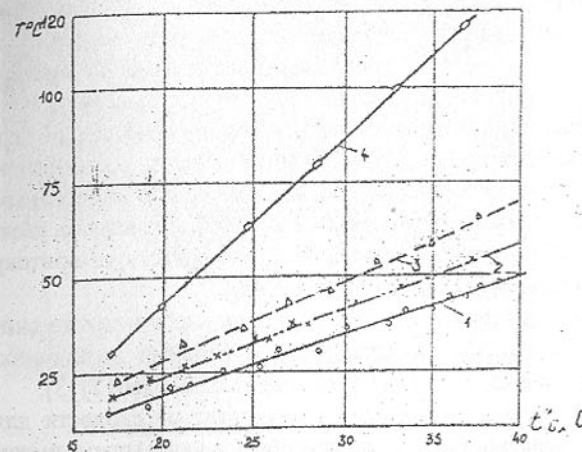


Рис. 1. Зависимость температуры в подшипнике с копролоновым вкладышем от температуры входа масла и диаметрального зазора. Исходные данные: $D = 100 \text{ мм}$; $L = 100 \text{ мм}$; $p_{ср} = 2,5 \text{ МПа}$; $V = 8 \text{ м/с}$; 1 - $\psi = 0,01$; 2 - $\psi = 0,0075$; 3 - $\psi = 0,005$; 4 - $\psi = 0,00125$

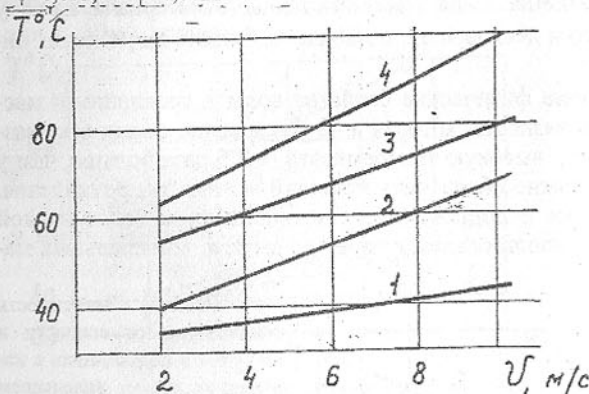


Рис. 2. Зависимость температуры в подшипнике с копролоновым вкладышем от скорости. Условия эксперимента: $D = 100 \text{ мм}$; $L = 100 \text{ мм}$, масло "Индустриальное 30", $\psi = 0,0075$; 1 - $0,35 \text{ МПа}$; 2 - $2,5 \text{ МПа}$; 3 - 6 МПа ; 4 - 9 МПа ; $t_{вх} = 30^\circ\text{C}$

маслом МК-22, по данным [2], протяженность рабочей зоны составляет $\alpha = 81-92$, а отношение $P_{max}/P_{ср} = 3,2...3,68$. В подшипнике с полимерным вкладышем это отношение составляет $2...2,1$, а протяженность зон гидродинамических давлений при $\psi = 0,0075-120...130^\circ$ и в связи с чем нагрузка,

Этот режим при смазке маслом следует считать предельным и по критерию "PV" (произведению давления на скорость) равным $116 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$. Дальнейшее увеличение этого значения вызывает лавинообразное выделение тепла в подшипнике с резким ростом температуры и выплавлением вкладыша.

Важным местом в увеличении прокачки смазки че-

рез подшипник является диаметральный зазор, определяющий границы рабочей зоны, которая в подшипниках с полимерными вкладышами в два и более раз больше, чем в металлических подшипниках, что приводит к изменению отношения $P_{max}/P_{ср}$.

Например, для подшипников с баббитовой заливкой при смазке минеральным

приложенная к подшипнику, распределяется на большую площадь, способствуя снижению температуры. Следовательно, зазор и температура смазки на входе в подшипник оказывает существенное влияние на эксплуатационные характеристики подшипника с полимерным вкладышем.

Увеличение циркуляции смазки в рабочей зоне можно обеспечить путем рационального конструирования продольных канавок, расположенных в рабочей зоне, в которые подводится свежая смазка под избыточным давлением 0,1...0,15 МПа. Смазка, протекая по продольным канавкам, смывает с поверхности шипа горячий налипший слой и препятствует притоку тепла во вкладыш, эффективно охлаждая подшипник.

Для увеличения циркуляции смазки в подшипнике и с целью снижения температуры был разработан, изготовлен и испытан подшипник, вкладыш которого имел две канавки в рабочей зоне (а.с.№1626012) [3].

На рис. 3 приведены зависимости температуры от скорости для подшипника с гладкой поверхностью и подшипника с вкладышем, имеющим две канавки в рабочей зоне, которые подтверждают их эффективность. Общий вид вкладыша показан на рис. 4.

Одним из основных достоинств подшипников с полимерными вкладышами является возможность применения в качестве смазывающего материала воды. Применение воды, как смазывающего материала, наряду с ее легкодоступностью и дешевизной, позволяет избежать загрязнения окружающей среды.

Используя лучшие физические свойства воды в сравнении с маслом, а именно: низкую вязкость, которая в 40 раз меньше самых маловязких минеральных масел, высокую теплоемкость (в 2,5 раза больше, чем у минеральных масел), можно обеспечить меньший момент сопротивления, меньшее тепловыделение в подшипнике, с установлением более низкой температуры, чем при использовании в качестве смазок минеральных масел [4].

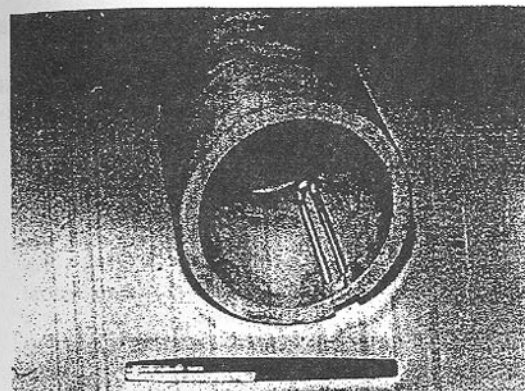
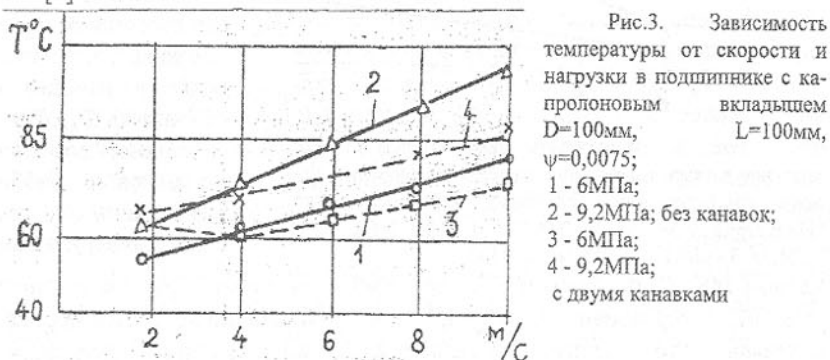
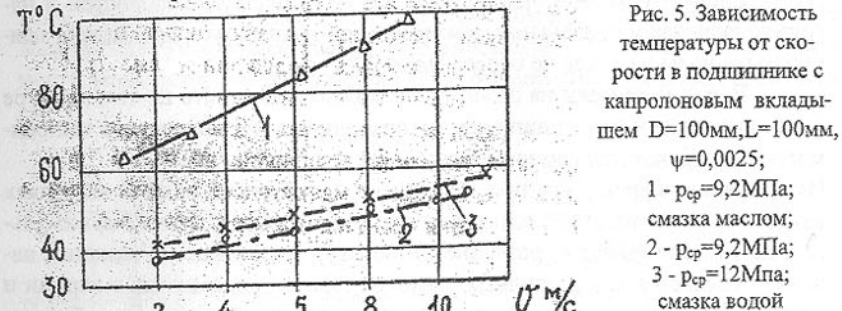


Рис. 4. Капролоновый вкладыш с двумя канавками в рабочей зоне

Факторами, влияющими на температуру в подшипнике при наличии канавок в рабочей зоне, являются положение канавок относительно направления приложения нагрузки, температура подаваемой в подшипник воды и величина диаметрального зазора. Испытания проводились при температуре воды на входе в рабочую зону подшипника $t_{вх}=18^\circ\text{C}$.

Результаты измерений температуры в подшипнике с вкладышем из капролона в диапазоне средних нагрузок 2...12 МПа и скоростях скольжения 2...10 м/с приведены на рис. 5.



Из приведенных графиков следует, что подшипники с вкладышами из капролона имеют более низкую температуру, чем подшипники, смазываемые маслом.

Исследование протяженности рабочей зоны гидродинамических давлений в интервале нагрузок 2...10 МПа показало, что размер зоны практически не изменяется и составляет $120...130^\circ$ для $\psi=0,0025$ и $85...100^\circ$ для $\psi=0,0105$. Отношение максимальных давлений P_{max} к усредненным $P_{ср}$ в первом случае 2,1...2,3, а во втором 2,5...2,7.

При смазывании водой протяженность зоны гидродинамических давлений немного меньше, чем при смазывании минеральным маслом, что объясняется ее меньшей вязкостью. Так, при температуре смазки в устано-

вившемся режиме 50°C для масла "Индустриальное 30" она равна 24СПЗ, а для воды при той же температуре 0,56СПЗ.

Результаты экспериментов показывают, что при любом виде смазки угловое положение канавки оказывает существенное влияние на температуру в подшипнике при всех исследованных положениях канавки.

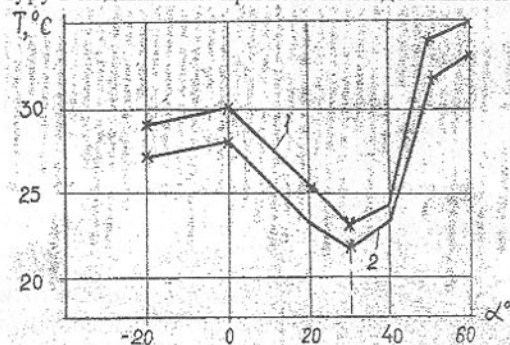


Рис. 6. Зависимость температуры в подшипнике от углового положения канавки. Условия эксперимента: смазка водой, 1 - $p_{cp}=6\text{МПа}$; 2 - $p_{cp}=4\text{МПа}$; $V=7\text{м/с}$, $t_{вх}=15^{\circ}\text{C}$, $\psi=0,0025$

Наибольшая температура в подшипнике была зафиксирована при расположении канавки непосредственно под линией действия нагрузки и вблизи ее, при относительном диаметрально зазоре $\psi=0,01$, а наименьшая температура (рис. 6) за линией действия нагрузки, отстоящей на угле $\alpha=30...35^{\circ}$ в сторону вращения цапфы.

Следует отметить, что во всем рабочем диапазоне скоростей и нагрузок, включая и предельные, максимальная температура превышала температуру воды на входе не более чем на 20° .

Влияние канавки на отвод тепла можно проследить по температуре воды, выходящей из подшипника, которая определяет количество выносимого тепла. Такая зависимость показана на рис. 7.

Из графиков следует, что при малых скоростях скольжения и нагрузках влияние канавки на отвод тепла незначительно (кривая 1), а при максимальных нагрузках (кривая 4) различие температур наибольшее. Указанное явление отмечается при различных расходах смазки, подаваемых в карман и канавку. Чем меньше расход жидкости через основной карман, тем больше влияние канавки на снижение температуры в подшипнике.

Достичь максимального теплоотвода через основной карман не представляется возможным из-за малого поперечного сечения щели рабочей зоны, через которую прокачивается недостаточный объем воды, необходимый для поддержания нормального режима работы подшипника. Эксперименты показывают, что при предельных скоростях ($V \geq 10\text{м/с}$ и нагрузках $p_{cp}=12\text{МПа}$), при подводе воды в дополнительную канавку и ее отключении, разность температуры воды на выходе из подшипника достигает $18...20^{\circ}\text{C}$. Причем температура воды на выходе без подачи ее в канавку

достигает своего предела и составляет 50°C . Дальше идет резкое нарастание температуры в подшипнике и вкладыш выплавляется.

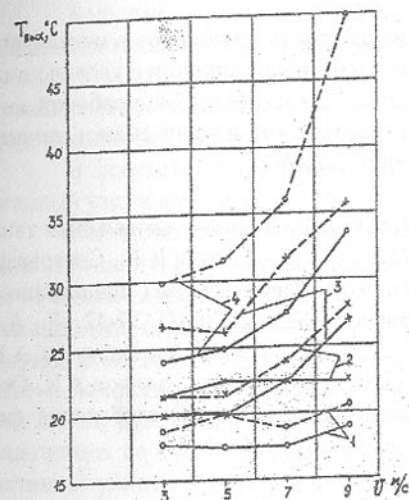


Рис. 7. Зависимость температуры воды на выходе подшипника от скорости скольжения при различных нагрузках ($\alpha_k=30^{\circ}\text{C}$); 1 - $p_{cp}=2\text{МПа}$; 2 - $p_{cp}=4\text{МПа}$; 3 - $p_{cp}=6\text{МПа}$; 4 - $p_{cp}=8\text{МПа}$, $\psi=0,0075$, сплошная линия - с подачей смазки в канавку; пунктирная линия - без подачи смазки в канавку. Расход смазки: $Q_{кар}=4\text{л/мин}$

Важным обстоятельством при смазывании подшипника с капролоновым (полимерным) вкладышем есть их чувствительность к температуре воды, подаваемой в подшипник. При этом, чем ниже температура воды на выходе, тем устойчивее работа подшипника. На рис.8 показана зависимость температуры в подшипнике с относительным диаметрально зазо-

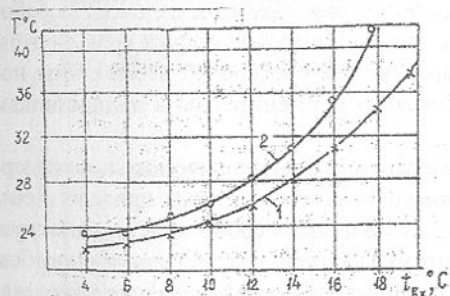


Рис. 8. Зависимость температуры с капролоновым вкладышем от температуры входа воды, $D=100\text{мм}$, $L=100\text{мм}$, $\psi=0,00125$, $p=1,7\text{МПа}$, $V=7\text{м/с}$.

ром $\psi=0,00125$ от температуры подаваемой в него воды.

Из графиков следует, что при достижении температуры воды ($18...20^{\circ}\text{C}$) наблюдается резкое повышение температуры в подшипнике с потерей его несущей способности. Такое влияние температуры воды на входе на температуру в подшипнике, по сравнению с металлическими вкладышами можно объяснить уменьшением толщины адсорбированного слоя и разрушением пленки, когда работа подшипника переходит в режим

граничного трения, а толщина водяной пленки находится в пределах 0,5...2мкм, приводящая к увеличению момента сопротивления и росту температуры.

Таким образом, для улучшения работы подшипников в металлургическом оборудовании, необходимо применять конструкции с увеличенным теплоотводом за счет циркуляционных смазочных канавок в рабочей зоне. При этом следует уделять внимание температуре подачи смазки, диаметальному зазору и угловому положению канавок.

Список литературы: 1. Снеговский Ф.П. Опоры скольжения тяжелых машин. М: Машиностроение, 1969. 223 с. 2. Альшиц И.Я., Снеговский Ф.П. Об использовании упругих свойств пластмассовых подшипников скольжения. - Вестник машиностроения, №2, 1970. С 39-42. 3. А.С. 1626012 (СССР). Подшипник скольжения /Вяльцев Н.В., Горкуша А.Е., Гарбузов А.П., Кучер Т.В. Оpubл. В Б.Н., 1991. №5. 4. Дьячков А.К. Особенности работы подшипников смазываемых водой /Исследование смазочных материалов при трении. - М.: Наука, 1981. С 66-73.

РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ТОНКОСТЕННЫМИ ВКЛАДЫШАМИ

Горкуша А.Е., Стеблянюк В.Г. (ДонГТУ, ДГКИ, г.Донецк, Украина)

Технический прогресс в машиностроении требует повышения скоростей и нагрузок опорных узлов, обеспечивая при этом надежность работы, малые потери на трение и достаточно продолжительный срок службы между ремонтами. Для удовлетворения этих требований необходимы новые прогрессивные технические решения применительно к подшипникам скольжения.

Использование положительных свойств металлических и полимерных вкладышей с устранением присущих им недостатков, привело к созданию ленточного материала, представляющего собой конструктивную основу из стальной ленты, на которую нанесен тем или иным способом тонкий пористый металлический слой антифрикционного сплава (напеканием сферических частиц или сетки, напылением). Сообщающиеся поры этого слоя, заполненные фторопластом, образуют на поверхности трения антифрикционный приработочный слой. Из металлофторопластовой ленты изготавливается вкладыш разъемных подшипников скольжения. В результате производственных испытаний выявлены значительные преимущества применения в высокоскоростных гидродинамических опорах металлофто-

ропластового материала взамен металлических вкладышей из баббита и бронзы [1].

Большая податливость верхнего напыленного слоя при достаточной жесткости металлического основания материала и его нечувствительности к виду смазки, вызывает необходимость проведения соответствующих сравнительных испытаний по определению протяженности полей давлений, толщин смазочного слоя, потерь на трение.

В соответствии с методикой испытания был разработан испытательный узел и вкладыш.

Испытательный узел (рис. 1) состоит из обоймы 1, выполненной заодно с бонкой и гнездом для приложения нагрузки, которая осуществляется от штока гидродомкрата стенда. В обойме свободно установлен корпус подшипника, состоящий из двух половин 2 и 3, скрепленных болтами 4. Внутри корпуса подшипника вмонтирован вкладыш 5, состоящий из верхнего и нижнего полувкладышей, изготовленных из металлофторопластовой ленты. Для предупреждения разбрызгивания охлаждающей жидкости подшипник по обеим торцам закрыт левой 7 и правой 8 крышками с манжетными уплотнениями и прокладками. Подвод и отвод смазки производится через штуцера 6.

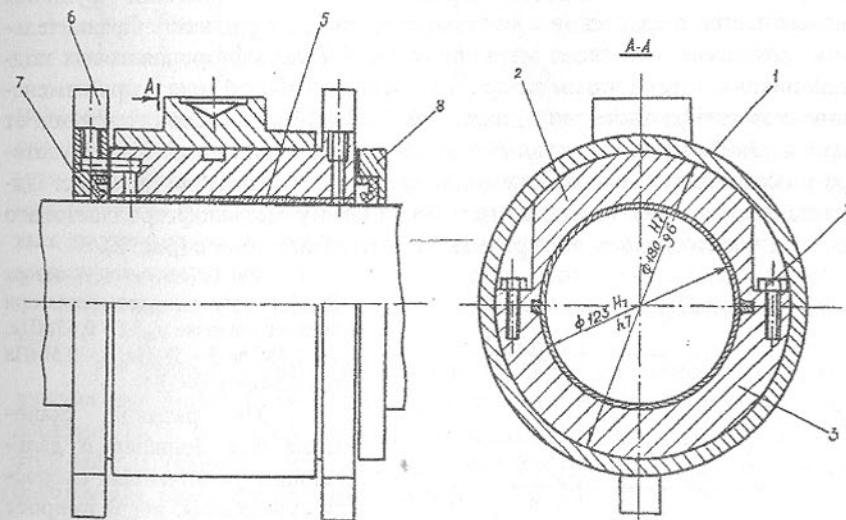


Рис. 1. Испытательный узел с тонкостенным вкладышем

Работоспособность металлофторопластовых подшипников зависит от толщины верхней полимерной прослойки. С целью корректировки конструкции данного слоя необходимо определить влияние мягкого верхнего полимерного слоя на рабочие параметры подшипника в условиях жидкостного трения.

Известно, что надежность работы подшипников скольжения определяет величина минимальной толщины смазочного слоя ($h_{\min}$), которая зависит не только от скорости скольжения, нагрузки и вязкости масла, но и геометрии контакта [2]:

$$h = C \frac{\mu V}{P} \rho = C \frac{\mu V}{P} \left(\frac{Rr}{R-r} \right),$$

где C - поправка на конечную длину подшипника;

μ - вязкость масла;

V - скорость скольжения;

P - нагрузка;

r - приведенный радиус кривизны;

R и r - радиусы втулки и вала.

Так как модуль упругости при сжатии фторопластовой композиции приработочного слоя на два порядка меньше, чем у баббита, то у металлофторопластовых подшипников значительно лучше прилегание трущихся поверхностей в сравнении с металлическими подшипниками. Сравнительные стендовые испытания металлических и металлофторопластовых подшипников с определением зазора и давлений в рабочей зоне и при изменении скоростей скольжения в диапазоне от 2 до 14 м/с и средних нагрузок от 0,63 до 3 МПа показали сходный характер в изменении минимального зазора у исследуемых подшипников при скоростях скольжения до 14 м/с. Однако, минимальная толщина смазочного слоя у металлофторопластового подшипника в среднем в 1,5 раза выше, чем у баббитового (рис. 2).

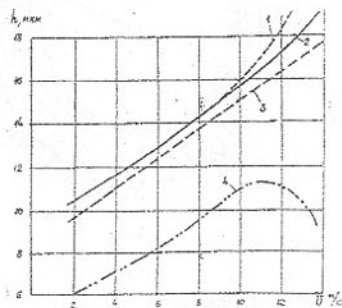


Рис. 2. Зависимость зазора ($h_{\min}$) от скорости скольжения при средней нагрузке $p_{\text{ср}}$: 1 - 0,63 МПа; 2 - 1,8 МПа; 3 - 3 МПа; 4 - 2,5 МПа (по баббиту); $\psi=0,01$

Эта разница становится еще большей с дальнейшим увеличением скорости скольжения, когда прирост зазора у баббитового подшипника приостанавливается, а у металлофторопластового

продолжает расти. Данное обстоятельство объясняется лучшей геометрией контакта рабочей зоны подшипника за счет высокой податливости полимерного слоя. Протяженность несущего смазочного слоя (α_p) в металлофторопластовом подшипнике в 1,5...1,7 раза выше, чем у подшипников с баббитовой заливкой и близка к протяженности рабочей зоны полимерных подшипников. Из-за большей протяженности рабочей зоны изменение нагрузки практически не влияет на величину минимального зазора $h_{\min}$ и зависит только от скорости скольжения (рис. 3).

Так изменение нагрузки от 5 до 24 кН привело к приращению рабочей зоны на $8 \cdot 10^0$, что практически не отразилось на величине минимального зазора, который остается практически постоянным. Увеличение зазора с ростом скорости скольжения способствует к уменьшению величины макси-

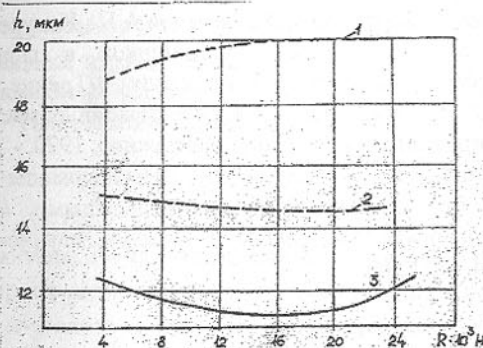


Рис. 3. Зависимость зазора от нагрузки. 1 - 14 м/с; 2 - 9 м/с; 3 - 4,5 м/с; $\psi=0,01$

мального давления, вследствие снижения сопротивления прокачивания через него масла, вызывая перераспределение давлений в пределах рабочего угла несущего смазочного слоя (α_p). Таким образом, результаты испытаний показали лучшие условия смазки и охлаждения металлофторопластовых подшипников по сравнению с традиционно используемыми металлическими, как по толщине смазочного слоя, протяженности рабочей зоны и отношению $p_{\text{max}}/p_{\text{ср}}$, значения которых близки к полимерным подшипникам.

По данным работы [1] толщина верхнего полимерного покрытия должна находиться в пределах 20-25 мкм, что составляет примерно одну десятую часть от общей толщины антифрикционного слоя. По данным этой работы, применение таких подшипников в турбокомпрессорах вместо баббитовых, повысило их долговечность в 10 раз.

Испытание подшипников с тонкостенными вкладышами показали:

- универсальность их использования во многих узлах трения взамен остродефицитных антифрикционных материалов баббита и бронзы;
- нечувствительность к виду смазки;

- сохранение высоких антифрикционных свойств при снижении качества смазки и попадания воды;
- повышенную устойчивость при вибрационных нагрузках и снижении вибрационного фона;
- простоту технологии изготовления вкладышей;
- значительное снижение затрат на ремонт подшипниковых узлов технологического оборудования.

Широкое использование опорных узлов трения с тонкостенными вкладышами взамен традиционно используемых вкладышей из баббита и бронзы позволит обеспечить значительную экономию этих дефицитных материалов.

Список литературы: 1. Воронцов П.А., Семенов А.П., Кацура А.А. Об изнашивании металлофторопластовых подшипников в гидродинамических опорах скольжения высокооборотных машин. //Трение и износ, 1.12.1991. - С 56-62. 2. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. - М.: Машиностроение, 1970. - 315 с. 3. Воронцов П.А., Гаркуша А.Е., Стеблянок В.Г. Исследование подшипников скольжения с металлофторопластовыми вкладышами. //Применение колебаний в технологиях. Материалы II Междун. научно-техн. конф. - Винница: ВШ, 1994. - С 124-125.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЛИНИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСНО-РЕЕЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Горобец И.А., Новикова О.Н., Тихонович В.Ю.
(ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

В настоящее время, в качестве исполнительных механизмов многих машин используются колесно-реечные зубчатые передачи, трансформирующие вращательное движение зубчатого колеса в поступательное движение рейки либо механизма относительно рейки.

Однако в результате трения скольжения при зацеплении зубьев происходит износ зубьев движителя, ухудшение силовых и кинематических характеристик механизма, снижение КПД движителя, ухудшение экологической обстановки результатами износа. Поэтому определение оптимального профиля зубьев колесно-реечного движителя, с точки зрения минимизации скольжения, а, следовательно, и износа зубьев, является актуальным.

Для этого определим энергетически оптимальную линию зацепления колесно-реечной передачи, выбрав в качестве критерии оптимизации рабо-

ту сил трения. В качестве оптимального параметра линии зацепления принималось геометрическое место точек:

$$Q_j^* \{ \rho_{wj}, \alpha_{wj} \} \quad \text{при } A_{TP} \rightarrow A_{TPmin}, \quad (1)$$

где ρ_{wj}, α_{wj} - полярные координаты точки контакта зубьев; A_{TP} - работа сил трения.

В качестве ограничений факторного пространства задачи оптимизации принимаем: потери мощности от перекачивания профилей зубьев передачи пренебрежимо малы, по сравнению с потерями при скольжении; коэффициент трения скольжения мало зависит от скорости скольжения и равен $f=0,3$; податливость зубьев элементов движителя незначима; флуктуации момента, реализуемого зубчатым колесом, отсутствуют; поле допуска межцентрового расстояния A_w и шага зубьев рейки P_p , возникающие в процессе изготовления и эксплуатации, находятся в пределах 3% от номинальной их величины.

При решении задачи принималось, что

$$N_{TP} = F_{TP} V = \frac{2 f T \rho \omega}{d_w \cos \alpha},$$

где F_{TP} - сила трения в зацеплении; V - скорость скольжения зубьев движителя; T - крутящий момент на колесе; f - коэффициент трения; ρ, α - полярные радиус и угол точки контакта; d_w - диаметр начальной окружности; ω - угловая скорость вращения колеса.

Для определения A_{TP} вычислим время движения точки контакта.

Тогда для элементарного участка:

$$dt = \frac{ds}{V_s},$$

где V_s - скорость точки контакта вдоль ds , (рис. 1).

Из рис. 1 видно, что

$$s = \frac{1}{2} \omega d_w \cos \alpha \cos^{-1} \mu,$$

где μ - угол между радиус-вектором ρ и касательной к линии зацепления.

Элементарная работа силы трения равна

$$dA_{TP} = N_{TP} dt = \frac{4 f T \rho \omega \cos \mu}{\omega d_w^2 \cos^2 \alpha} ds. \quad (2)$$

Проинтегрировав выражение (2), получим

$$A_{TP} = K \int_0^{\alpha} \frac{\rho \cos \mu}{\cos^2 \alpha} d\alpha, \quad (3)$$

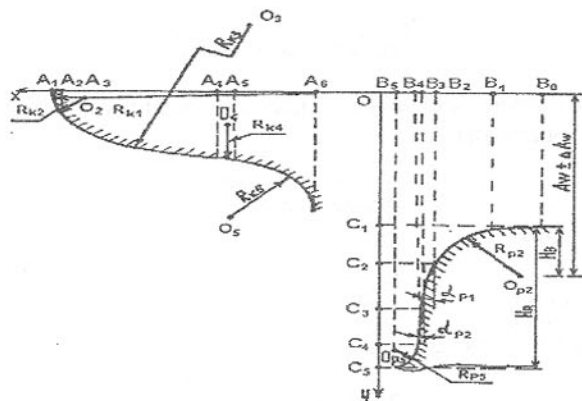


Рис.2. Схема для определения контакта профилей зубьев движителя.

Таким образом, учитывая полученную форму энергетически опти-

мальной линии зацепления зубьев колесно-реечной передачи и разработанную математическую модель движителя с произвольной формой зубьев, можно определить энергетически оптимальный профиль зубьев колеса и рейки, обеспечивающий минимальную работу сил трения скольжения в зацеплении.

Список литературы: 1. Шульц В.В. Форма естественного износа деталей машин и инструмента. – Л.: Машиностроение. 1990 – 208с. 2. Бойко Н.Г., Горобец И.А., Костюков В.М. Кинематика зацепления зубьев движителя бесценной системы подачи очистного комбайна // Известия вузов. Горный журнал. – 1988 - №9 – с. 79-82. 3. Горобец И.А. Результаты исследований параметров зацепления движителей БСП очистных комбайнов. // Разработка месторождений полезных ископаемых. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. - Киев.- Техника, 1991 с. 31-36.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА УЗЛОВ ТРЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОНСТРУКЦИОННОЙ КЕРАМИКИ

Гусев В.В. (ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

Одним из важнейших направлений в триботехнике является реальное использование в узлах трения конструкционной керамики [1]. Это связано с уникальным комплексом свойств конструкционной керамики: прочностью, износостойкостью, химической инертностью, способностью работать в условиях абразивного загрязнения. Замена металла в подшипниках

на керамику из SiC , Si_3N_4 , Al_2O_3 позволяет увеличить срок службы, повысить температурный режим работы. Освоение триботехнической керамики существенно затрудняется отсутствием теории и эмпирических закономерностей работы керамических подшипников на основе модельных опытов, имитирующих по схеме и геометрии контакта узлы трения.

В Донецком государственном техническом университете [2] разработан стенд, позволяющий проводить моделирование работы подшипникового керамического узла по обратной схеме (неподвижный вал - вращающийся подшипниковый узел) при ограниченном режиме смазывания. Трение одноименных пар из керамики характеризуется высоким коэффициентом трения от 0,5 до 1,1, что заставляет использовать пары трения керамика-металл, разрабатывать специальные смазки и методы их введения [3]. В качестве пары трения для подшипникового узла была выбрана керамика на основе Al_2O_3 и стальной закаленный вал - сталь 45 (HRC₂ 50...52). Минералокерамические втулки были получены методом изостатического прессования с последующим спеканием. Такой способ получения керамики позволяет получать заготовки с требуемыми характеристиками по плотности, зернистости, пористости. Получение пористой структуры позволяет насыщать поверхностный слой керамической втулки дисульфидом молибдена (MoS_2), что позволяет работать подшипниковому узлу в режиме самосмазывания.

Эксплуатационные показатели пары трения определяются наряду с выбором материалов, условием нагружения и технологической подготовкой изделий к работе. Влияние всех этапов подготовки и работы пары трения может быть представлено в виде схемы на рисунке 1.

Получение требуемых показателей на этапе формирования заготовки позволяет получить структуру, размеры зерен и точность формы, что оказывает определяющую роль на эксплуатационные свойства готовых изделий и трудоемкость последующей механической обработки.

Практически во всех работах износостойкость керамик связывают с их механическими свойствами. В связи с этим были проведены испытания влияния пористости (5...10%) керамики из Al_2O_3 на изгибную прочность. Испытания на прочность при изгибе по трехточечной схеме показали вероятностный характер разрушения образцов, подчиняющийся статистическому распределению Вейбулла. С увеличением пористости пропорционально уменьшается изгибная прочность. Хрупкое разрушение инициируется в результате трещин из дефектов, которые подразделяются на внутренние (собственные структурные) и наведенные в результате воздействия механической обработки. Структурные дефекты, которые исследовались методом люминесцентной дефектоскопии на микроскопе "Люмам - ИЗ", равномерно распределены по всему объему образцов и имели размеры

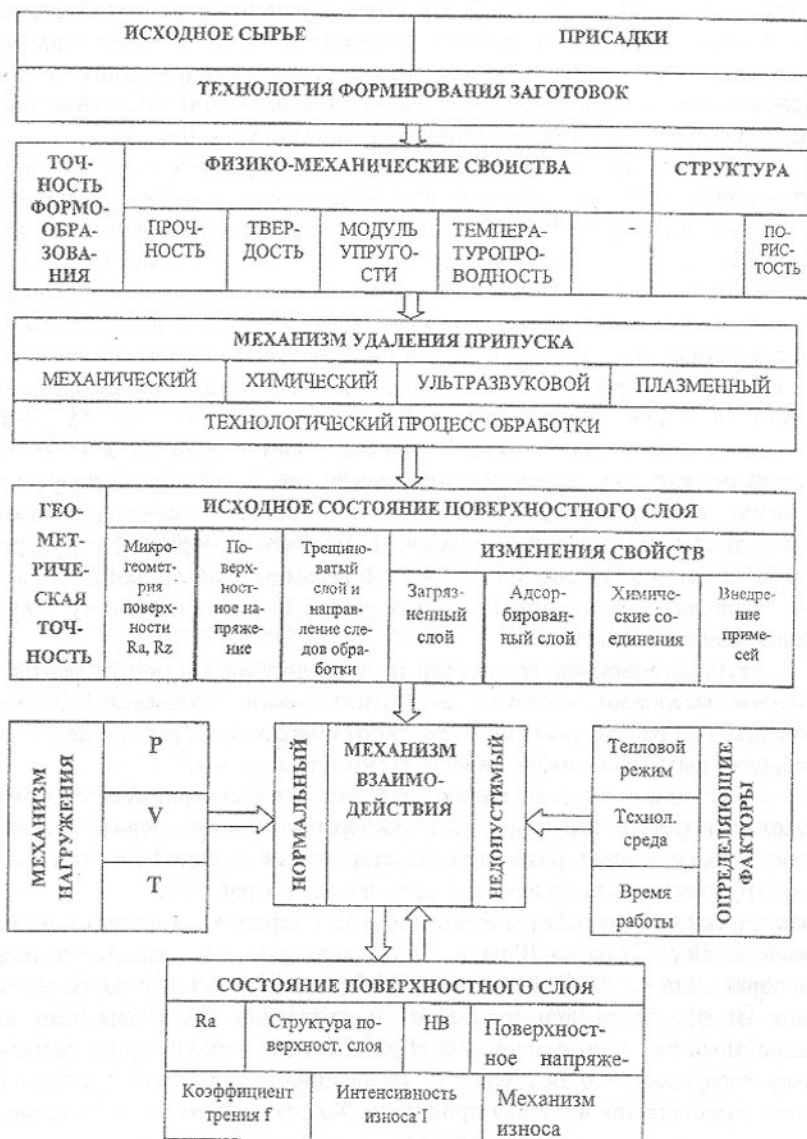


Рис. 1. Формирование условий работы и эксплуатационных показателей пар трения

40...60 мкм. Фрактографическое изучение поверхности излома образцов показало отсутствие на них зеркальной зоны. Изломы являлись полностью шероховатыми, что свидетельствует о равнопрочности поверхности и объема, об одновременном начале разрушения во многих точках сечения.

Главной целью механической обработки деталей является создание заданных геометрических форм, размеров и формирование оптимального технологического качества поверхностного слоя.

Алмазное шлифование является наиболее эффективным способом съема материала в керамических заготовках, вследствие их высокой твердости (значение микротвердости на приборе ПМТ-3 при нагрузке на индентор 100Гс составило $H_{100} = 1540 \text{ кгс/мм}^2$). При шлифовании формируется внешний рельефный и трещиноватый слой. Последний во много раз превышает по величине рельефный и оказывает определяющее влияние на прочность изделий из высокопрочной ($\sigma_n = 300...800 \text{ МПа}$) керамики [3,4].

Были проведены исследования влияния механической обработки на изгибную прочность пористой керамики из Al_2O_3 . Образцы (40x5x5 мм) вырезались из керамических втулок в продольном направлении. В этом случае при испытаниях на изгиб направление следов обработки располагалось перпендикулярно действию изгибающего момента, что позволяет наилучшим образом оценить влияние обработочных дефектов на изгибную прочность [4]. Исследования обработочной дефектности методом люминесцентной дефектоскопии показали, что они имеют вид магистральных трещин со сколами в направлении движения инструмента, а величина наведенных дефектов не превышает размеров структурных. Это привело к тому, что изгибная прочность образцов при широком варьировании режимов и характеристик алмазного инструмента изменялась незначительно.

Исходный рабочий рельеф после механической обработки для вала и керамических втулок был одинаковым и составлял $R_a = 0,8...1,0 \text{ мкм}$. В процессе работы фрикционной пары происходила приработка и формирование равновесного профиля, который был одинаковым для обеих контртел и находился в пределах $R_a = 0,15...0,25 \text{ мкм}$. Исходя из возможности рассмотрения технологии обработки и эксплуатации как единого процесса [5], необходимо стремиться на этапе механической обработки создавать профиль близкий к равновесному, что значительно сокращает этап приработки пары трения и уменьшает износ.

Экспериментальные исследования пары трения оксида алюминия (Al_2O_3) - закаленная сталь 45 в условиях ограниченного режима смазывания (MoS_2) показали, что за счет выбора механизма нагружения можно обеспечить достаточно низкий коэффициент трения $0,11...0,14$. Износостойкость такой подшипниковой пары по безразмерному критерию И.В.Крагельского соответствует третьему классу износостойкости.

Таким образом, полученные результаты позволяют говорить о реальном использовании керамик в узлах трения при ограниченном режиме смазывания. На основе требований к работе узла трения необходимо наряду с подбором пары трения направленно формировать требования к технологическим процессам формирования заготовок и их последующей обработки.

Список литературы: 1. Шведков Е.Л. Триботехническая керамика. - Киев: Препринт АН УССР, ИПМ №17, 1987. - 37с. 2. Стенд для исследования долговечности подшипников скольжения /Н.В.Вяльцев, А.Е.Горкуша, В.В.Гусев, А.Д.Молчанов //Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научных статей - Донецк: ДонГТУ, 1996 - Вып.3. - С.10-13. 3. Беляков А.В. Технология машиностроительной керамики /Итоги науки и техники. Технология силикатных и тугоплавких неметаллических материалов. Том 1. - М.:ВИНИТИ, 1988. - С.3 - 71. 4. Выбор рациональных параметров процесса алмазного шлифования керамики из нитрида кремния /В.В.Бурмистров, В.В.Гусев, В.А.Каплун, В.В.Назаренко //Сверхтвердые материалы. - 1990, №4. - С.68-70. 5. Сулов А.Г. Совершенствование существующих и создание новых технологий и инструментов исходя из функционального назначения обрабатываемых поверхностей. /Прогрессивные технологии машиностроения и современность. Сб. трудов международной научно-технической конференции. Севастополь, 1997. - Донецк: ДонГТУ, 1997. - С.238 - 240.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БЕТА-РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Деркач А.В. (ДонГТУ, Донецк, Украина)

При прогнозировании параметров эксплуатационных режимов нагружения (ЭРН) для механического оборудования с учетом вероятности появления нагрузок различного уровня, реальные ЭРН заменяются законами распределения нагрузок, например: нормальным, Г-распределением, β-распределением, Вейбулла и др.

При проверке нескольких гипотез с использованием аппарата классических критериев согласия возможна ситуация, когда ни одному из сравниваемых распределений нельзя отдать явного предпочтения (если вероятности p принятия нулевой гипотезы больше порогового значения).

Повышение обоснованности выбора возможно при использовании информационной теории распределений. В [1] предложен информационный критерий, зависящий от энтропии распределения. Сравнение его значения для фактического ЭРН с известным теоретическим значением для конкретного распределения позволяет уточнить вид функции. Неопределенность все же имеет место, поскольку отбрасываются только распределения с меньшим значением информационного критерия, чем для фактического ЭРН.

Методика [2] основывается на том же подходе, но для идентификации используется два критерия: коэффициент контрэксцесса κ и коэффициент энтропии Ke , что полностью определяет расположение ЭРН на плоскости, образованной этими критериями:

$$\kappa = \sqrt{\frac{S^4}{\mu_4}},$$

$$Ke = \frac{dn}{2S} 10^{-\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n n_i \ln(n_i)},$$

где: n - число интервалов гистограммы;

n_i - число членов i -того интервала;

S - среднее квадратическое отклонение (СКО);

d - ширина интервала гистограммы;

μ_4 - начальный момент распределения 4-го порядка.

Указанная методика разработана для симметричных одно- и двухмодальных распределений. Фактические ЭРН обладают асимметрией, коэффициент которой As находится в пределах $-0.9..+0.9$ [3]:

$$As = \frac{\mu_3}{S^3}.$$

Очевидна целесообразность развития подхода [2] на область асимметричных распределений, дополнив параметры идентификации коэффициентом асимметрии As . Поскольку 3 из 5 переменных типовых режимов [4] описаны β-распределением:

$$p(Q) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha)\Gamma(\beta)} Q^{\alpha-1} (1-Q)^{\beta-1}, \quad (1)$$

автором проведены исследования его характеристик. Вид (1) обуславливает использование безразмерных значений случайной величины Q , ее математического ожидания M и среднего квадратического отклонения S (приведенных к максимальному значению, $Q_{max}=1$). Коэффициенты α и β положительны, поскольку иначе распределение антимодально, и свойства этой его формы не представляют интереса применительно к анализу режи-

мов нагружения. Характеристики распределения получены путем численного моделирования при условиях:

$$\begin{aligned} 0.15 < M < 0.85; \\ (1-M)/S > 1.6 \text{ при } M > 0.5; \\ M/S > 1.6 \text{ при } M < 0.5. \end{aligned}$$

По результатам моделирования и регрессионного анализа установлены зависимости между статистическими характеристиками β -распределения и его топографическими характеристиками: As , κ , Ke :

$$\begin{aligned} As &= \exp(-2.145 + 6.964(M)^{0.5} + 0.865 \ln(S)); \\ \kappa &= 0.557 + 0.355M + 0.203S - 0.972(M)^2 + 1.674S^2 - 2.188MS; \\ Ke &= 1.76 + 0.343e^{-M} - 14.73S^3; \\ Ke &= (2.096 - 0.563As - 0.019As^2 - 2.655\kappa) / (1 - 0.266As - 1.26\kappa), \end{aligned}$$

где: $M = |0.5 - M|$.

Сравнение результатов численного моделирования показывает, что поверхность $Ke=f(As, \kappa)$ в пространстве As , κ , Ke симметрична относительно плоскости $(\kappa, 0, Ke)$ (т.е. знак As значения не играет и в формулу подставляется его абсолютная величина).

Качество аппроксимации характеризуют показатели таблицы:

Таблица. Характеристики аппроксимации экспериментальных данных.

	$As=f_1(M, S)$	$\kappa=f_2(M, S)$	$Ke=f_3(MS)$	$Ke=f_4(As, \kappa)$
r^2 - коэффициент	0.995	0.987	0.953	0.995
СКО	0.016	0.006	0.020	0.006

С учетом найденных зависимостей предлагается методика идентификации ЭРН с проверкой гипотезы об описании его β -распределением:

1. Определение оценок M , S , κ , Ke , As эмпирического распределения.
2. Определение параметров κ , Ke , As для β -распределения, описывающего ЭРН.
3. Определение квантильного коэффициента (для расчета максимальной нагрузки при вероятности $p=0.9986$ ее появления с погрешностью не более 3%):

$$t = 4.24 - 2.1M + 1.25S / M - 7.62S.$$

4. Определение параметров α , β заменяющего β -распределения из [5] по выборочным M и S , соответствующим фактическому ЭРН и расчет эквивалентной нагрузки степени m [5]:

$$Q_m = \left(\frac{\Gamma(\alpha + m)\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha)\Gamma(\alpha + \beta + m)} \right)^{1/m}.$$

Предложенная методика позволяет идентифицировать форму эмпирического распределения, найдя его топографические характеристики и сравнив их с расчетными, принадлежащими заменяющему β -распределению.

Список литературы: 1. Гребеник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник. -М.: Металлургия, 1989.-592 с. 2. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений.-2-е изд., перераб. и доп.-Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1991.-304 с. 3. Нагруженность, несущая способность и долговечность прокатного оборудования// Поляков Б.Н., Няшин Ю.И., Волегов И.Ф., Трусов А. Ф.-М.: Металлургия, 1990. - 320 с. 4. Решетов Д.Н., Чатынни Р.М., Фадеев В.З. Типовые переменные режимы нагружения деталей машин // Вестник машиностроения.-1980.-N2.-С. 7-10. 5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. Определения, теоремы, формулы. - 2-е изд.,- М.: Наука. 1970.-780 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕЗОТКАЗНОСТИ ИНСТРУМЕНТА С УЧЕТОМ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО СТОЙКОСТИ

Ивченко Т.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Современные представления о качестве режущего инструмента основаны на рассмотрении его показателей как случайных величин. Прежде всего, это показатели основных свойств надежности - безотказности, долговечности, ремонтпригодности, а также определенный на их основании обобщающий показатель - интегральный, представляющий собой отношение полезного эффекта от использования инструмента к суммарным затратам на его создание и эксплуатацию.

При решении задач оценивания качества и определения оптимального уровня его показателей обычно случайные параметры заменяют их сред-

ними значениями и осуществляют приближенную аппроксимацию случайных моделей детерминированными [1]. При сравнительной оценке качества инструмента рекомендуется определять относительный интегральный показатель в сравнении с базовым интегральным показателем, характеризующим качество базового инструмента. Относительный интегральный показатель, рассчитываемый по относительным показателям отдельных свойств, может быть представлен в следующем виде:

$$K(XI) = (X1)^m (X2)^{m_k} ((1+B)/(X3+B)) ((1+C)/(X4+C)),$$

где - $(X1)$, $(X2)$, $(X3)$, $(X4)$ - относительные показатели безотказности, долговечности, ремонтпригодности и технологичности, равные отношениям средней стойкости T_{cp} , среднего числа периодов стойкости K_{cp} , среднего времени восстановления t_v и стоимости $C_{ин}$ оцениваемого и базового инструментов: T_{cp}/T_b , K_{cp}/K_b , t_v/t_{vb} , $C_{ин}/C_{инб}$; $C = C_p$, $K_b T_b / C_{инб}$, $B = T_b / t_{vb}$ - постоянные коэффициенты, зависящие от условий эксплуатации инструментов: C_p - затраты, приходящиеся на 1 минуту работы инструмента и станка, m - показатель относительной стойкости, m_k - показатель относительной прочности.

Однако, в случае значительного рассеивания свойств режущего инструмента, этот прием не дает приемлемых результатов. Исследование влияния рассеивания стойкости режущего инструмента при различных законах ее распределения на интегральный показатель качества [2] свидетельствует о том, что математическое ожидание интегрального показателя $M[K(t)]$ как функции случайного аргумента - стойкости T , значительно отличается от его значения, определенного по математическому ожиданию стойкости $K[M(T)]$. Этот вывод необходимо учитывать при использовании интегрального показателя в качестве целевой функции для определения оптимального уровня показателей безотказности режущего инструмента.

Повышение уровня качества режущего инструмента достигается за счет повышения показателей надежности, что, как правило, приводит к росту затрат на производство инструмента, то есть к снижению показателей технологичности. Вследствие этого возникает задача определения оптимального уровня показателей надежности, обеспечивающих максимальное значение интегрального показателя качества, рассматриваемого как критерий оптимальности. Увеличение себестоимости изготовления инструмента принимается пропорциональным росту показателей надежности. Рассмотрим один из показателей надежности - относительный показатель безотказности, влияние которого на относительный показатель технологичности выражается зависимостью

$$C_{ин}/C_{инб} = A(X1)^n,$$

где A, n - коэффициент пропорциональности и показатель степени, характеризующие взаимосвязь технологичности и безотказности.

Относительный интегральный показатель качества в зависимости от показателя безотказности рассматривается при условии постоянства остальных показателей надежности - ремонтпригодности и долговечности, которые для дальнейших расчетов принимаются равными их базовым значениям. В этом случае критерий оптимальности имеет вид:

$$K(X1) = (X1)^m (1+C) / (A(X1)^n + C).$$

Рассмотрим его как функцию случайного аргумента T , представляющего собой отношение стойкости оцениваемого инструмента к стойкости базового варианта, причем стойкость базового варианта принимается постоянной и равной ее среднему значению. В этом случае рассматриваемый случайный аргумент T представляет собой безразмерную величину, характер закона распределения которой соответствует закону распределения стойкости оцениваемого инструмента.

Для закона Вейбулла - Гнеденко, наиболее распространенного при анализе стойкости режущего инструмента, плотность распределения случайного аргумента T имеет вид:

$$f(t) = b/a(t/a)^{(b-1)} e^{-(t/a)^b},$$

где a, b - параметры закона распределения - соответственно, параметры масштаба и формы.

Математическое ожидание и дисперсия случайного аргумента T определяются следующим образом:

$$M[T] = \int_{-\infty}^{+\infty} t f(t) dt = a \Gamma(1 + 1/b),$$

$$D[T] = \int_{-\infty}^{+\infty} (t - M[T])^2 f(t) dt = a^2 [\Gamma(1 + 2/b) - \Gamma^2(1 + 1/b)],$$

где $\Gamma(1 + 1/b)$ - гамма-функция.

Коэффициент вариации T , представляющий отношение среднеквадратического отклонения к математическому ожиданию, не зависит от параметра масштаба a и, следовательно, является одинаковой характеристикой рассеивания как рассматриваемого случайного аргумента T , так и стойкости оцениваемого инструмента:

$$V = \sqrt{[\Gamma(1 + 2/b) - \Gamma^2(1 + 1/b)]} / \Gamma(1 + 1/b).$$

Значения коэффициента вариации в зависимости от параметра b следующие: при $b = 1$ $V = 1$; при $b = 2$ $V = 0,523$; при $b = 3$ $V = 0,366$.

Частным случаем рассматриваемого закона Вейбулла - Гнеденко при $b = 1$ и $V = 1$ является экспоненциальный закон распределения стойкости режущего инструмента.

На рис. 1 представлены графики плотности распределения $f(t)$ при различных значениях параметра b , а также график интегрального показателя, рассчитанного по значениям математического ожидания случайного аргумента T :

$$K[M(T)] = [M(T)]^m (1 + C) / (A[M(T)]^n + C).$$

Коэффициент C при расчетах принят равным 5 [1], исходя из рекомендуемых для обработки на токарно-винторезных станках резцами с механическим креплением пластин значений параметров, характеризующих условия эксплуатации инструмента: затраты, приходящиеся на 1 минуту работы инструмента и станка $C_p = 8,1$ усл. ед./час, стоимость базового инструмента $C_{инб} = 25$ усл. ед., среднее число периодов стойкости базового инструмента $K_6 = 40$, средняя стойкость базового инструмента $T_6 = 0,4$ час.; показатель относительной стойкости $m = 0,25$; показатель $n = 2$; коэффициент $A = 0,7$.

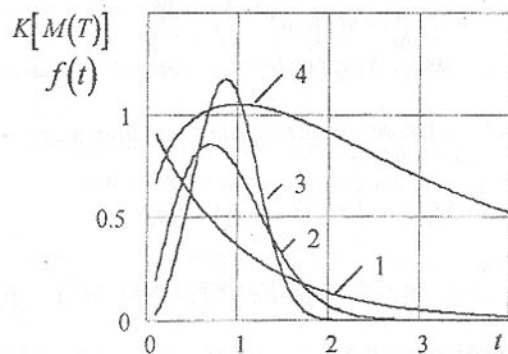


Рис. 1. Графики плотности распределения $f(t)$ при значениях параметра b - 1) $b = 1$, 2) $b = 2$, 3) $b = 3$; а также график интегрального показателя $K[M(T)]$ как функции от математического ожидания аргумента T - 4).

Представленные графики свидетельствуют о том, что диапазон рассеивания исследуемого аргумента T сопоставим с диапазоном его изменения при исследовании интегрального показателя как критерия оптималь-

ности и, следовательно, не может не учитываться при оптимизации показателей безотказности режущего инструмента.

При известном законе распределения T может быть определен и закон распределения интегрального показателя качества как функции случайного аргумента $K(t)$. Интегральная $G[K(t)]$ и дифференциальная $g[K(t)]$ функции распределения выражаются следующим образом [3]:

$$G[K(t)] = F[\varphi(K(t))],$$

$$g[K(t)] = f[\varphi(K(t))] \varphi'(K(t)),$$

где $\varphi(K(t))$ - функция, обратная $K(t)$ по аргументу T .

Для рассматриваемого интегрального показателя сложно получить аналитическое выражение функций распределения, как интегральной, так и дифференциальной. Однако представляется возможным определить численные характеристики, а именно математическое ожидание и дисперсию интегрального показателя как функции случайного аргумента, что является вполне достаточным для решения задач оценивания качества режущего инструмента [3]:

$$M[K(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} K(t) f(t) dt,$$

$$D[K(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} (K(t) - M[K(t)])^2 f(t) dt,$$

$$\text{где } K(t) = t^m (1 + C) / (A t^n + C).$$

Для рассматриваемого закона распределения Вейбулла - Гнеденко математическое ожидание интегрального показателя равно

$$M[K(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} [t^m (1 + C) (b/a) (t/a)^{(b-1)} e^{-(t/a)^b} / (A t^n + C)] dt.$$

На рис. 2 представлены графики зависимости математического ожидания интегрального показателя $M[K(t)]$ от случайного аргумента T , рассчитанные для различных значений параметра b , а также график интегрального показателя $K[M(T)]$ как функции от математического ожидания аргумента T (при тех же значениях C, A, m, n , что и на рис. 1) а также график интегрального показателя $K[M(T)]$ - 4).

Сравнение графиков зависимости математического ожидания интегрального показателя качества режущего инструмента $M[K(t)]$ от слу-

чайного аргумента T с зависимостью интегрального показателя от математического ожидания этого аргумента $K[M(T)]$ свидетельствует о том, что различие между ними весьма существенно, причем, оно тем значи-

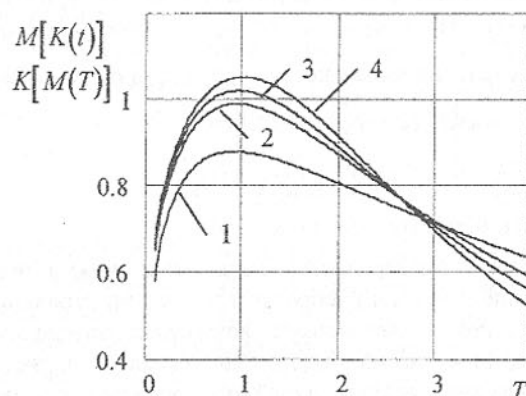


Рис.2. Графики зависимости математического ожидания интегрального показателя $M[K(t)]$ от случайного аргумента T , при различных значениях параметра b - 1) $b=1$, 2) $b=2$, 3) $b=3$; темнее, чем меньше параметр b закона Вейбулла-Гнеденко, то есть чем больше рассеивание стойкости инструмента. При этом изменяется не только величина интегрального показателя, но и оптимальное значение аргумента T .

С использованием численных методов оптимизации исследована область экстремальных значений интегрального показателя $M[K(t)]$ для различных значений параметра b и соответствующих значений коэффициентов вариации стойкости режущего инструмента V . При коэффициенте вариации стойкости V не более 0,2, то есть при незначительном рассеивании стойкости, можно считать $M[K(t)] \approx K[M(T)]$, что позволяет использовать для расчетов полученное для $K[M(T)]$ аналитическое выражение оптимального значения $[M(T)]_{opt}$ [2]:

$$[M(T)]_{opt} = [C/A(n/m-1)]^{1/n}.$$

Установлена линейная регрессионная зависимость между оптимальным значением аргумента T_{opt} и коэффициентом вариации стойкости ре-

жущего инструмента V , с учетом того, что при $V=0$ оптимальное значение $T_{opt} = [M(T)]_{opt}$:

$$T_{opt} = [M(T)]_{opt} - 0,13V;$$

$$T_{opt} = [C/A(n/m-1)]^{1/n} - 0,13V.$$

Полученное значение оптимального значения относительного показателя безотказности можно использовать для расчетов при любых параметрах A, C, m, n , то есть для любых условий эксплуатации инструмента. Особенно важно использовать указанные зависимости в случае значительного рассеивания стойкости режущего инструмента, при больших значениях коэффициента вариации V .

На рис.3 представлен график зависимости T_{opt} от коэффициента вариации V . Точками указаны экстремумы T_{opt} , полученные с использованием численных методов расчета.

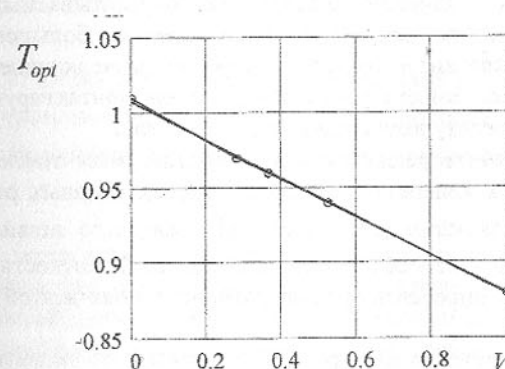


Рис.3. График зависимости оптимального значения показателя безотказности T_{opt} от коэффициента вариации стойкости режущего инструмента V .

Таким образом, на основании анализа интегрального показателя качества режущего инструмента как функции случайного аргумента, получены аналитические зависимости, позволяющие количественно учитывать рассеивание стойкости режущего инструмента при определении ее оптимальных значений.

Предлагаемый метод учета рассеивания стойкости при оптимизации показателей безотказности повышает точность расчетов и эффективность использования режущего инструмента в реальных условиях эксплуатации.

Список литературы: 1.Ивченко Т.Г. Определение оптимального уровня показателей безотказности режущего инструмента. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 1997. - Вып.4 - С.55-60. 2.Ивченко Т.Г. Оценка качества режущего инструмента с учетом закона распределения его стойкости. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 1996. - Вып. 3 - С.25-27. 3.Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М.: Наука, 1969. - 576с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ РЕЗЦА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЕЙ

Ивченко Т.Г., Сагуленико Н.Г., Саенко В.В. (ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

Одним из важнейших параметров функционирования системы резания является температура, определяющая как работоспособность режущего инструмента, так и качество поверхностей обрабатываемых деталей. Наряду с экспериментальными, в настоящее время все большее значение приобретают теоретические методы исследования, позволяющие не только рассчитывать уровень температур на поверхностях контактирующих тел, но и определять температурные поля внутри этих тел.

В настоящей работе решается задача исследования температурного поля в многогранных неперетачиваемых пластинах сборных резцов. Для большинства таких пластин угол заострения режущего лезвия $\beta = 90^\circ$. Рассматриваемая пластина в сечении главной секущей плоскостью, а также расчетная схема для определения температурного поля в этой пластине, представлены на рис.1.

Основные компоненты зоны резания должны быть схематизированы [1]. Лезвийный инструмент обычно схематизируется в виде неограниченного клина с углом β . Режущая пластина сборного резца не является бесконечным телом, но так как длина режущей кромки значительно больше ширины среза, то режущий клин считается неограниченным в двух направлениях.

Поскольку инструмент, стружка и деталь, участвующие в процессе резания, объемные тела, то источники тепловыделения, безусловно, являются трехмерными. Учет объемности источников приводит к существенному усложнению математического аппарата, используемого при теплофизическом анализе процесса резания. Поэтому для расчетов источники тепловыделения полагается двухмерными (плоскими).

Известно, что тепловые явления в твердых телах описываются дифференциальным уравнением теплопроводности [1]. Считая, что для пластин

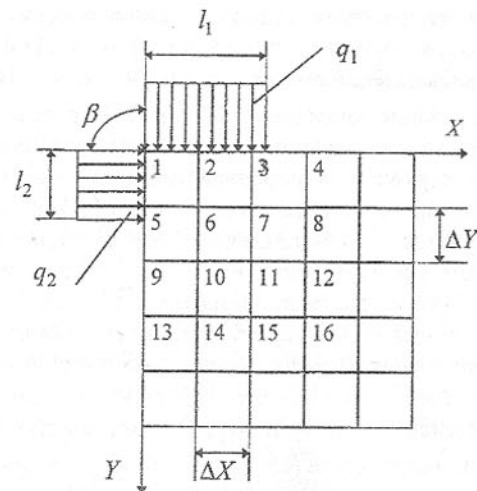


Рис.1. Схема для расчета температурного поля в пластине сборного резца с углом заострения $\beta = 90^\circ$: q_1, q_2 - плотности тепловых потоков на контактных участках лезвия l_1, l_2 ; $\Delta X, \Delta Y$ - размеры элементарных площадок; 1,2...16 - узлы сетки.

сборного резца справедливы допущения: макроскопические частицы тела неподвижны друг относительно друга и теплота передается только теплопроводностью; деформация рассматриваемого объема, связанная с изменением температуры, пренебрежимо мала по сравнению с самим объемом; внутренние источники теплоты отсутствуют; тело однородно и изотропно; физические параметры тела постоянны; процесс резания установившийся во времени; изменение температуры вдоль режущей кромки несущественно; можно записать:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0; \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0; \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0,$$

где t, x, y, z, τ - соответственно: температура, координаты точек тела и время.

Для решения указанного дифференциального уравнения теплопроводности требуется задание граничных условий. На площадках контакта лезвия инструмента со стружкой и деталью l_1, l_2 (1..3; 1..5) имеют место граничные условия второго рода, определяемые законом распределения

плотности тепловых потоков q_1, q_2 . Предполагается, что остальные участки поверхностей пластины являются адиабатическими, то есть не обмениваются теплотой с окружающей средой (3..4; 5..13) и отдаленными от источника тепловыделения поверхностями (4...16; 13...16). Для них $q_s = 0$.

В зоне резания возникают три основных источника теплоты: теплота деформации в зоне стружкообразования, теплота трения на площадке контакта между стружкой и передней поверхностью инструмента, теплота трения между задними поверхностями инструмента и деталью. Теплота каждого из упомянутых источников в той или иной мере передается всем твердым телам, участвующим в процессе резания - детали, резцу, стружке, в результате чего в зоне резания имеет место пересечение потоков теплоты, а математическое описание процесса теплообмена очень сложно.

Для упрощения расчетов вводят понятие об итоговых потоках теплообмена через контактные поверхности режущего инструмента в виде источников интенсивности q_1 и q_2 , расположенных на передней и задней поверхностях инструмента (см. рис.1). Важным вопросом является определение законов распределения плотности тепловых потоков на поверхностях инструмента. Согласно [1], для источника q_1 , являющегося результатом трения стружки о переднюю поверхность инструмента, на основании теоретических и экспериментальных исследований предложен комбинированный закон изменения плотности, состоящий из участков равномерного и экспоненциального распределения. При этом плотность теплового потока на равномерном участке:

$$q_1 = \frac{5,85V(P_{Z0} \sin \gamma + P_{N0} \cos \gamma)}{bl_1k};$$

$$l_1 = 2a[k(1 - \tan \gamma) + \sec \gamma];$$

$$a = S \sin \varphi, \quad b = t / \sin \varphi,$$

где V - скорость резания; S - подача; t_p - глубина резания; k - коэффициент продольной усадки стружки; γ - передний угол резца; φ - главный угол в плане; P_{Z0} - разность тангенциальной силы резания и силы трения по задней поверхности резца; P_{N0} - разность нормальной составляющей силы резания и силы трения по передней поверхности резца; l_1 - длина контактной площадки в направлении схода стружки; a - толщина среза; b - ширина среза.

Соответственно, для источника q_2 , действующего на площадке контакта детали с задней поверхностью инструмента, предложен экспоненциальный закон распределения плотности теплового потока с максимальным значением у вершины резца:

$$q_2 = 1,92\sigma_b V,$$

где σ_b - предел прочности обрабатываемого материала.

При схематизации тепловых источников можно использовать коэффициенты формы, позволяющие считать плотность теплового потока схематизированных источников q_1 и q_2 распределенной равномерно. Температуры поверхностей после определения корректируются коэффициентами формы, равными соответственно 1,3 и 1,7 [1].

Таким образом, получена стационарная двумерная тепловая задача со смешанными граничными условиями, для решения которой целесообразно применить один из численных методов - метод конечных разностей. Сущность этого метода заключается в замене частных производных их приближенными значениями, выраженными через разности значений функции в отдельных дискретных точках (узлах) сетки. Дифференциальное уравнение теплопроводности в результате заменяется эквивалентным соотношением в конечных разностях и его решение сводится к выполнению алгебраических операций. Уравнение теплопроводности в конечно-разностной форме для стационарной двумерной задачи в произвольной точке i, j , имеющей температуру $t_{i,j}$, записывается в следующем виде:

$$t_{i+1,j} + t_{i-1,j} + t_{i,j+1} + t_{i,j-1} - 4t_{i,j} = 0.$$

Для определения температурного поля в пластине сборного резца разбиваем сечение пластины на 16 площадок и рассчитываем температуру в 16 точках, причем принимаем $\Delta X = \Delta Y$ (см. рис.1). Записывая для каждого узла уравнение теплопроводности в конечно-разностной форме, получаем систему из 16 линейных уравнений с 16 неизвестными. Решение этой системы и дает искомые температуры $t_1, t_2, \dots, t_{16}$.

В качестве примера рассмотрим обработку стали 45 прочностью $\sigma_b = 750$ МПа твердосплавными резцами Т5К10 с геометрическими параметрами $\gamma = -7^\circ$; $\varphi = 45^\circ$, на следующих режимах: скорость резания $V = 2$ м/с; подача $S = 0,4$ мм/об; глубина $t_p = 4$ мм. Коэффициент теплопроводности для сплава Т5К10 $\lambda = 38,5$ Вт/м³·°С, коэффициент усадки стружки для стали 45 $k = 2,2$. Температурное поле резца представлено на рис. 2. Результаты расчета представляют в виде изотерм (линий одинакового уровня температур) значения температур в любой точке рассматриваемого сечения пластины. При заданных условиях наибольшую величину 850°С имеет температура на вершине лезвия инструмента. Расчеты и построения графиков реализованы средствами математического пакета Mathcad 7.0 Professional Edition.

$$\left\{ \begin{aligned} t_1 - 0,5t_2 - 0,5t_5 &= (q_1 + q_2)/\lambda\Delta Y; \\ t_2 - t_6 &= q_1/\lambda\Delta Y; \\ t_3 - t_7 &= q_1/\lambda\Delta Y; \\ 0,5t_3 - 2t_4 + 0,5t_8 &= 0; \\ 0,5t_1 - 2t_5 + t_6 + 0,5t_9 &= 0; \\ t_2 + t_5 - 4t_6 + t_7 + t_{10} &= 0; \\ t_3 + t_6 - 4t_7 + t_8 + t_{11} &= 0; \\ 0,5t_4 + t_7 - 2t_8 + 0,5t_{12} &= 0; \\ 0,5t_5 - 2t_9 + t_{10} + 0,5t_{13} &= 0; \\ t_6 + t_9 - 4t_{10} + t_{11} + t_{14} &= 0; \\ t_7 + t_{10} - 4t_{11} + t_{12} + t_{15} &= 0; \\ 0,5t_8 + t_{11} - 2t_{12} + 0,5t_{16} &= 0; \\ 0,5t_9 - 2t_{13} + t_{14} &= 0; \\ t_{10} + 0,5t_{13} - 2t_{14} + 0,5t_{15} &= 0; \\ t_{11} + 0,5t_{14} - 2t_{15} + 0,5t_{16} &= 0; \\ 0,5t_{12} + 0,5t_{15} - t_{16} &= 0. \end{aligned} \right.$$

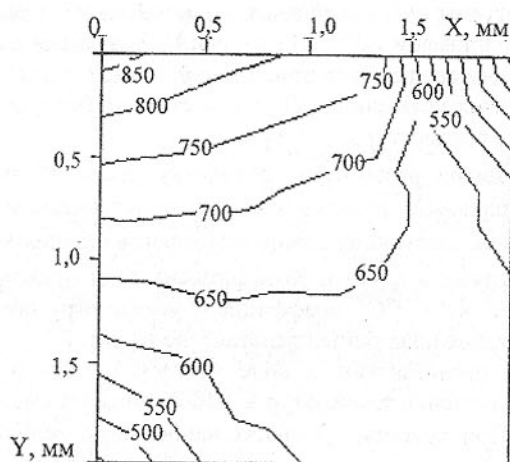


Рис.2. Температурное поле реза
(X -длина передней поверхности, Y- задней)

Таким образом, разработана методика определения температурного поля в многогранной непереставляемой пластине сборного резца, позволяющая численными методами исследовать тепловые процессы в зоне резания.

Список литературы: 1. Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов. - М.: Машиностроение, 1981. - 279с.

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА НА НАКАПЛИВАЕМОСТЬ ПОВРЕЖДЕНИЙ МЕТАЛЛО- КОНСТРУКЦИЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Игнатов В.И., Витковский В.Л. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Основные технические параметры подземных погрузочно-транспортных машин (ПТМ) семейства ПД-8 (рис.1), такие, как теоретическая производительность, прочность и долговечность их систем и узлов, в существенной степени зависят от применяемых методов расчета, а также от достоверности исходных данных, положенных в основу этих расчетов. Опыт работы коллектива кафедры горных машин ДонГТУ в области исследования ПТМ свидетельствует, что известные из литературы [1, 2] положения и зависимости не всегда учитывают реальные характеристики рабочего цикла, и, как следствие, вносят существенные погрешности в определение важнейших технических показателей машины.

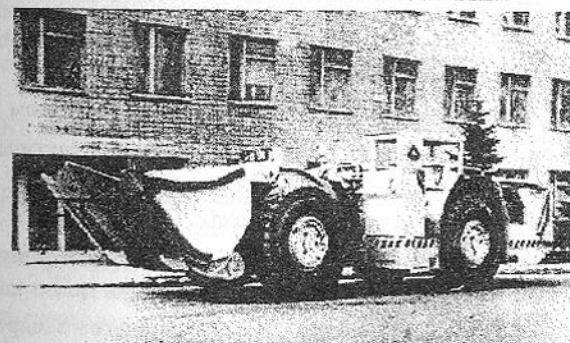


Рис. 1. Погру-
зочно -транспортная
машина грузоподъ-
емностью 8 т семей-
ства ПД-8В (АО
«Донецкормаш»).

Так, например, из литературы [1, 2] известно, что для расчета теоретической производительности ПТМ длительность рабочего цикла T_{Σ} при транспортировании груза на дистанции L определяется суммированием таких длительностей, как загрузка ковша T_z , маневрирование машины T_m , ожидание на разъездах T_r , разгрузка ковша T_w , движение по шахтным вы-

работкам со скоростью V_1 и движение по отдельным участкам длиной L_2 с ограниченной видимостью или достаточно узким проездам с пониженной скоростью $V_2 = 0.33 \cdot V_1$:

$$T_z = T_z + T_m + T_r + T_w + 2 \cdot (L + 3 \cdot L_2) / V_1.$$

Эти же составляющие рабочего цикла являются чаще всего основой и для расчетов силовых систем ПТМ на прочность, выносливость и оценки ресурса. Такое укрупненное представление компонентов полного цикла работы машины в забое не отражает фактического состояния дел и, как следствие, может повлечь к существенным погрешностям расчетов [3].

Многие горные машины, в том числе и фронтальные ПТМ, относятся к классу пространственных многомассовых динамических систем переменной структуры [4, 5, 6]. Исследования таких сложных систем могут быть организованы только на основе системного подхода. С этой целью была разработана математическая модель ПТМ [4, 5], позволяющая исследовать рабочие процессы силовых систем машины за полный цикл ее работы в забое. Однако и для этих исследований недостающим звеном являются корректные данные о структуре рабочего процесса - т.е. возможные последовательности, продолжительности и повторяемости всех элементарных операций в забое за полный цикл работы ПТМ.

В разработке методики хронометражных наблюдений за работой ПТМ в реальных производственных условиях кроме авторов настоящей статьи активное участие принимали представители ДонГТУ Семенченко А.К., Хомичук В.И., Шабаев О.Е., Хаметов А.И., а также НИПКИУглемаша (ныне АО Донецкгормаш) Колесников Е.Ф., Дронов А.И., Папазова Т.М. Согласно разработанной методики хронометражных наблюдений предусматривалась фиксация последовательности и длительности выполнения всех характерных компонентов рабочего процесса в секундах:

t_o - движение ПТМ по горным выработкам с порожним ковшем в его транспортном положении или в положении, когда его днище практически горизонтально почве и не входит в силовой контакт с ней;

t_c - движение ПТМ в процессе зачистки трассы. Периодичность и длительность зачистки определяется состоянием трассы и количеством просыпанной горной массы на ней. Эта операция может иметь место как при движении машины вперед - t_{c1} , так и назад - t_{c2} . В процессе внедрения ковша в горный штабель также имеется фаза зачистки призабойной зоны t_{c3} .

t_s - внедрение ковша ПТМ в штабель разрыхленной горной массы и ее черпание; эта фаза работы ПТМ завершается в момент запрокида ковша в транспортное положение и его прижатие к метал-локонструкции стрелы;

t_f - длительность движения ПТМ с загруженным ковшом. В случае недостаточно загруженного ковша это также длительность маневрирования ПТМ с частично груженым ковшом в забое для повторного подъезда машины к штабелю и загрузки ковша. В случае полностью загруженного ковша это длительность транспортирования горной массы по горным выработкам к разгрузочной камере, рудоспуску, смежному забою, либо авто-транспортным средствам.

t_a - длительность маневрирования стрелой исполнительного органа, включающая поворот стрелы вверх t_{a1} и вниз t_{a2} .

t_b - длительность маневрирования ковшом ПТМ, включающая его запрокид в транспортное положение t_{b1} и выгрузку ковша t_{b2} .

t_p - длительность стоянок ПТМ на разъездах и разминовках.

Кроме регистрации перечисленных выше длительностей фиксировались также количество внедрений и черпаний N_s ковша в горный штабель, коэффициент заполнения ковша K_z , количество ударов ковша о металлоконструкцию стрелы при выгрузке ковша N_i , а также дальность транспортирования горной массы в каждом конкретном цикле. По зафиксированным в ходе хронометража значениям времени операций вычислялись скорости движения груженой V_f и порожней V_o ПТМ. Регистрировались также нетрадиционные ситуации нагружения ПТМ, связанные с различными ударами (например, о внешние препятствия).

Для получения представительных данных хронометражные наблюдения проводились на нескольких различных рудниках следующих производственных объединений:

- горно-металлургический комбинат "Печенганикель" (машина ПД-8Б), Кольский полуостров, Россия;
- Норильский горно-металлургический комбинат, в дальнейшем для краткости НГМК (машина ПД-8Б), Урал, Россия;
- Тырнэузский вольфрамо-молибденовый комбинат, в дальнейшем для краткости ТВМК, (машина ПД-8Б), Грузия.

Горно-геологические условия, в которых наблюдались машины, были реальными и представительными. Горная масса представляла смесь различных полиметаллических руд и породы. Коэффициенты крепости по шкале проф. М. М. Протодяконова составляли соответственно $f_p = 12-14$ для руды и $f_n = 15-18$ для породы. Удельный вес руд и породы находились в диапазоне 2,8-3,2 т/м³ (а на НГМК 2,6-4,5 т/м³). Влажность горной массы была незначительной. Кусковатость в основной массе составляла 0,1-0,6 м, однако отдельные породные блоки достигали размеров 1,5-2,0 м.

Количество таких блоков оценивалось до 5% от общего объема горной массы. Трассы представляли собой практически горизонтальную (на небольших участках длиной 8-12 метров наклон порядка $5-7^\circ$) дорогу с местными неровностями 50-200 мм (комбинаты "Печенганикель" и ТВМК); в условиях НГМК угол наклона трасс горных выработок находился в диапазоне от 0° до 2° . Сечение горных выработок 15-20 метров квадратных.

В период хронометражных наблюдений ПТМ работали как по схеме так называемого "короткого", так и «длинного» забоя. Схема «короткого» забоя предусматривает погрузку горной массы в транспортные средства в автосамосвалы типа МоАЗ грузоподъемностью 22 т. При этом дистанция транспортировки горной массы ПТМ составляла 25-30 м. Порядок операций исполнительным органом ПТМ определялся спецификой взаимного расположения в пространстве кузова МоАЗ и ковша ПТМ.

По схеме «длинного» забоя ПТМ осуществляла перевозку горной массы в смежные забои и к рудоспускам на расстояние 70-100 м. Схема «длинного» забоя на ТВМК предусматривала дистанцию доставки 350-400 м. При этом порядок операций исполнительным органом ПТМ был несколько иным, ибо поверхность рудоспуска чаще всего была перекрыта специальной металлоконструкцией в виде решетки на уровне почвы горной выработки. Застревающие в этой решетке крупногабаритные куски породы создавали нетрадиционную рабочую операцию ПТМ, в процессе которой оператор машины ковшом пытался повернуть или даже разбить эту породу.

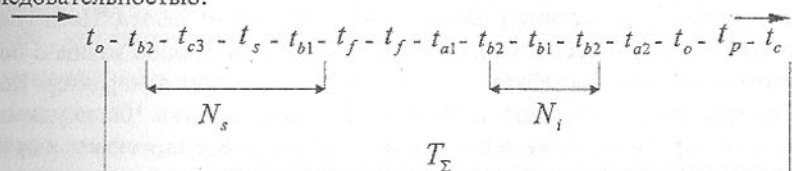
Основные результаты наблюдений после соответствующей их статистической обработки приведены в табл.1.

Таблица 1.

Наименование параметра и его обозначение	Среднее значение	Мин	Мак	Средне-кват. откл.
Длительность загрузки ковша ПТМ, в т.ч.:	43.02	13	99	20.78
- длительность зачистки при внедрении ковша t_{c3}	7.03	0	15	3.48
- длительность внедрения ковша t_s	28.84	11	69	13.48
- длительность отъезда t_f	7.13	0	23	5.63
Число черпаний ковша N_s	2.02	1	4	0.86
Коэффициент заполнения ковша K_z	0.93	.6	1.2	0.126

Длительность зачистки трасс t_c	3.37	0	48	9.57
Длительность транспортирования горной массы t_f	55.19	19	94	20.46
Длительность разгрузки ковша t_u , в т.ч.:	23.06	5	65	13.40
- длительность маневрирования стрелой t_a	18.34	0	57	12.98
- длительность маневрирования ковшом t_b	4.73	0	8	1.44
Число ударов ковша при выгрузке N_i	1.62	1	3	0.36
Длительность холостого движения ПТМ t_o	52.39	11	94	21.38
Длительность стоянок t_p	10.32	0	600	76.20
Полное время рабочего цикла ПТМ T_z	187.06	88	788	94.90
Скорость груженой ПТМ V_f , м/сек	1.76	1.02	2.62	.367
Скорость холостой ПТМ V_o , м/сек	1.92	.8	4.09	.578

Проведенный анализ компонентов позволяет утверждать, что структурная схема полного рабочего цикла ПТМ представляется следующей последовательностью:



Впервые установлено, что отдельные компоненты рабочего процесса при заполнении и выгрузке ковша могут повторяться N_s и N_i раз. В частности, для заполнения ковша оператор машины вынужден осуществлять несколько внедрений N_s ковша в горную массу штабеля. Невозможность заполнения ковша за одно черпание объясняется случайным характером формирования штабеля горной массы различной кусковатости и случайным характером взаимодействия ковша с горной массой. Влияние на эффективность черпания оказывают также конструктивные параметры ковша и уровень профессионализма оператора ПТМ.

Для более полной выгрузки горной массы из ковша оператор машины прибегает к маневрированию ковшом с несколькими ударами ковша о корпус стрелы. Чем больше проявляется эффект налипания горной массы на ковш при различном уровне ее влажности, тем больше вероятность увеличения N_i . Наблюдалось также значительное число ударов груженого и

порожного ковша о стрелу при движении одной из ПТМ из-за утечек в системе ковшевого гидроцилиндра.

В процессе статистической обработки данных установлено, что длительности t_{c3} , t_s , t_f при 95% доверительном интервале могут быть представлены уравнениями регрессии с коэффициентом корреляции $r=0,84-0,86$:

$$t_{c3} = 1,84 + 2,58 * N_s$$

$$t_s = -1,51 + 15,05 * N_s$$

$$t_f = -3,98 + 5,51 * N_s$$

На основании обобщения данных таблицы 1 для вычисления общей продолжительности рабочего цикла T_z , сек машины при дистанции транспортирования груза L (в метрах) может быть предложена следующая зависимость:

$$T_z = 24,58 * N_s + 1,092 * L + 20,95$$

Число черпаний ковша N_s является случайной величиной. Гистограмма распределения числа черпаний за период хронометражных наблюдений за работой ПТМ типа ПД-8Б представлена на рис.2. Там же представлена гистограмма количества ударов ковша о корпус стрелы при выгрузке ковша N_i при схеме работы ПТМ в «коротком забое». Наблюдениями отмечено, что имело место значительное число ударов ковша о боковые стенки горной выработок, которые носили случайный характер. Количественно таких ударов оценивается в 1-2 за полный цикл. Число ударов ковша о стрелу из-за утечек в ковшевом гидроцилиндре оценивается ориентировочно 4-5 ударами за полный цикл (периодичность этих ударов в среднем 10 с в пределах цикла). В процессе наблюдений за работой ПТМ имели место вибрации металлоконструкций и шум, не располагающие к комфортным условиям труда оператора машины.

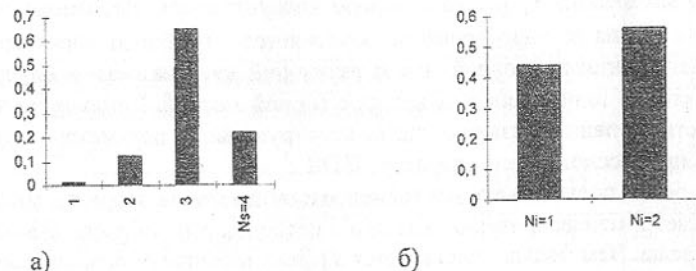


Рис.2. Гистограммы распределения числа черпаний N_s (а) и количества ударов ковша N_i о корпус стрелы при выгрузке ковша (б).

Длительность рабочего цикла, зависящая от числа черпаний и длины транспортирования при прочих равных параметрах, обуславливает потери теоретической Q_t (т/мин) производительности ПТМ. Наибольшая производительность имеет место при одноразовом черпании Q_{t1} , когда $N_s=1$. Рисунок 3 иллюстрирует потери Q_{ti} / Q_{t1} теоретической производительности ПТМ в диапазоне длины транспортирования горной массы до 200м при различном числе черпаний N_s .

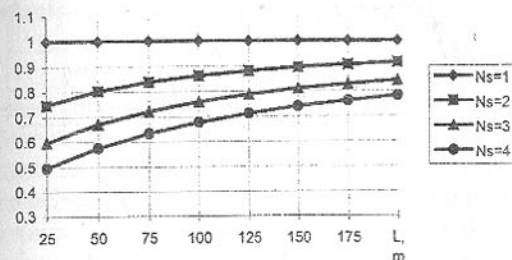


Рис.3. Относительные потери Q_{ti} / Q_{t1} теоретической производительности ПТМ при различном числе черпаний $i = N_s$ и длине откатки L .

При малой длине транспортирования в 25-50 метров потери производительности могут достигать 20-50%, что безусловно является недопустимым. Потери на длине транспортирования 150-200 метров достигают 10-20%, что также является не рациональным. Число черпаний напрямую зависит от степени заполнения ковша горной массой K_z . Таким образом показатели N_s и K_z являются важными показателями эффективности ПТМ, которым необходимо уделять должное внимание.

Компоненты полного рабочего цикла ПТМ, их длительности, последовательности и повторяемости являются важнейшими исходными данными для имитационного моделирования нагрузок и нагруженности деталей и элементов машины, а также основой для оценки выносливости и долговечности металлоконструкций. Для иллюстрации процессов, протекающих в ПТМ, на рис.4 приведен фрагмент осциллограммы изменения напряжений σ_{VM} на поверхности металлоконструкции стрелы в зоне установки тензорозетки R18 за полный цикл работы машины в реальном забое [5]. Осциллограммой зафиксировано одноразовое черпание ковша и два удара ковша о стрелу при его выгрузке. Данный фрагмент послужила основой для компьютерного моделирования напряженного состояния металлоконструкции стрелы при различном числе внедрений и различном числе ударов ковша при его выгрузке, что создало основу для оценки влияния перечисленных параметров на накопленную повреждаемость.

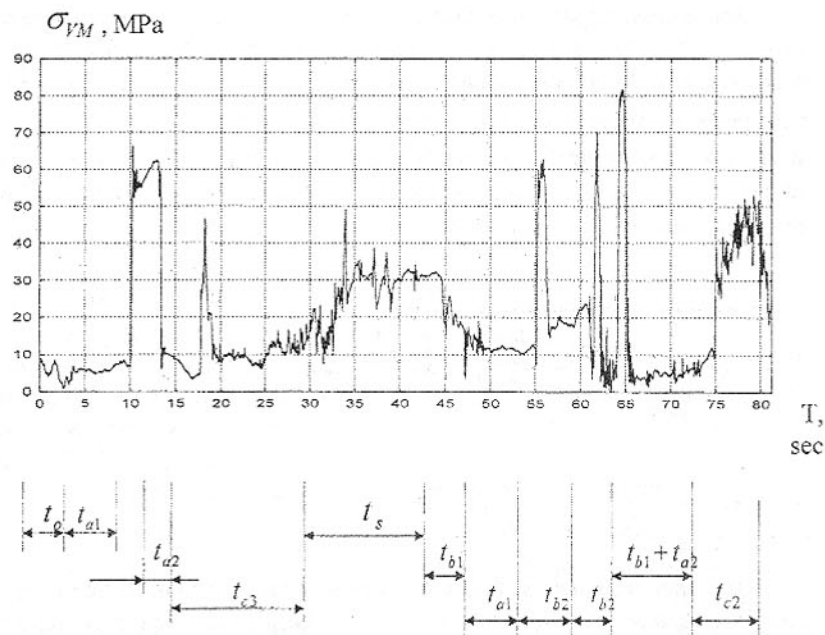


Рис.4. Фрагмент изменения напряжений тензорозетки R18 на металлоконструкции стрелы за полный цикл работы ПТМ с указанием важнейших компонентов этого цикла

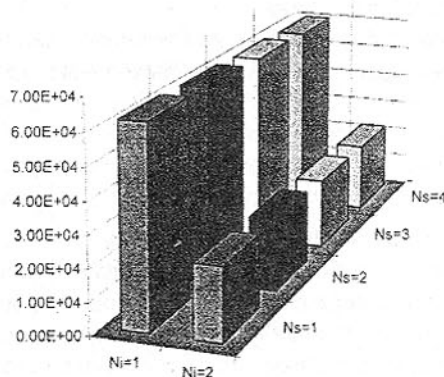


Рис.5. Оценка числа циклов нагружения металлоконструкции стрелы ПТМ до появления усталостных повреждений при различном числе черпаний и числе ударов ковша при его выгрузке.

На рисунке 5 приведены результаты оценки ресурса наиболее нагруженного участка металлоконструкции стрелы при различ-

ных параметрах и структуре рабочего цикла ПТМ. Эти расчеты базируются на положениях теории [3] и современного программного обеспечения FATIMAS S-N.

Число ударов ковша о стрелу при его выгрузке, как показывает анализ, оказывает существенное влияние на ресурс металлоконструкции стрелы. При числе $N_i=2$ ресурс металлоконструкции стрелы оценивается в $2,28 \times 10^4$ при одноразовом черпании и $2,21 \times 10^4$ при 4-разовом черпании. Ограничение же числа ударов ковша о стрелу до 1 позволяет увеличить предельное число циклов нагружения до уровня $6,24 \times 10^4$.

Выводы.

1. Результаты проведенных хронометражных наблюдений являются важной составной частью исходных данных для расчетов ПТМ. Структура рабочего цикла, а именно наличие, последовательность и повторяемость отдельных рабочих операций, создает необходимую основу для объективного моделирования нагруженности и оценки ресурса металлоконструкций сложных многомассовых систем переменной структуры через распределение амплитуд напряжений и число циклов их повторения.

2. Произведена оценка влияния отдельных параметров структуры рабочего цикла ПТМ на ресурс металлоконструкции стрелы. Для сварных швов ее наиболее нагруженной зоны ресурс может быть улучшен почти в 3 раза за счет минимизации числа ударов ковша о стрелу при его выгрузке.

3. Выявлены разнообразные режимы ударного нагружения металлоконструкций ПТМ. Влияние этих факторов, как и вибраций металлоконструкций, на накопление повреждаемости базовых металлоконструкций машины требует специального изучения.

Список литературы: 1. Подземный транспорт шахт и рудников. Справочник: Под ред. Пейсаховича Г.Я. - М., Недра, 1985. - 565 с. 2. Antoniuk J. Urzadzenia i Systemy Transportu Podziemnego w Kopalniach. Katowice, Slack, 1990. - 777 p. 3. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. - М.: Машиностроение, 1985. - 223 с. 4. Семенченко А.К. Научные основы многокритериального синтеза горных машин как пространственных многомассовых динамических систем переменной структуры. Дисс. на соис.уч. степ. докт. техн. наук. ДонГТУ, Донецк- 1997, 323 с. 5. Математическая модель погрузочно-транспортной машины типа ПД-8 как пространственной многомассовой динамической системы / Семенченко А.К., Игнатов В.И., Витковский В.Л., Хомичук В.И. // Известия Вузов. Горный журнал. №3, 1993, - С.15-19. 6. Теория работы и параметры объемно-напряженных металлоконструкций горных машин: Отчет/ДонГТУ: Рук. В.И. Игнатов, А.К. Семенченко. №ГР0193U027067.-Донецк, 1996. - 144с.

ПРОБЛЕМЫ МАРШРУТИЗАЦИИ ИЗДЕЛИЙ В РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ СБОРКИ С РАЗВЕТВЛЯЮЩИМИСЯ ПОТОКАМИ

Ищенко А.Л., Михайлов А.Н., Кречин Д.Н.

(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Сборочные процессы являются сложными технологическими процессами. Сборочные операции являются различными по времени их выполнения и сложности, поэтому для обеспечения выполнения заданного технологического процесса сборки довольно часто необходимо использование разветвляющихся сборочных систем (рис. 1). Разветвляющаяся сборочная система, основанная на системах непрерывного действия, состоит из одного входного и n количества выходных роторов. При функционировании таких систем возникает проблема определения взаимодействия позиций входного ротора с позициями последующих выходных роторов. На основании этого ставим цель работы: определение параметров маршрутизации движения промежуточных сборочных компонент или изделий для разветвляющегося выходного потока (маршрута).

Разветвляющимся выходным маршрутом называется такой маршрут, который образуется после выхода промежуточных сборочных компонент с входного ротора и последовательной их передачи на позиции n -го количества выходных роторов.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Определить количество различных маршрутов движения промежуточной сборочной компоненты или изделия;
2. Определить параметры полного кинематического цикла движения промежуточной сборочной компоненты или изделия;
3. Определить, в каком номере маршрута участвуют те или иные позиции входного и выходных автоматических технологических сборочных модулей.

Количество различных маршрутов - это максимально возможное их количество без учета повторения.

Полным кинематическим циклом движения маршрутов промежуточной сборочной компоненты или изделия называется то количество маршрутов, которое образуется до момента повторения цикла функционирования входного ротора, рабочие позиции которого должны совпасть с рабочими позициями выходных роторов аналогично началу функционирования всей сборочной системы.

Условно назовем ротор, который выполняет i -ую операцию технологического процесса, входным ротором, а роторы, выполняющие $(i+1)$ -ую операцию - выходными роторами.

Рассмотрим автоматическую технологическую сборочную систему, состоящую из множества автоматических технологических сборочных модулей первого класса $P = \{P_1, P_2\}$, где P_1 - входной сборочный ротор, состоящий из V_1 количества позиций, $\{P_1\} = \{1, 2, \dots, V_1\}$; P_2 - множество, описывающее общее количество выходных роторов, $P_2 = \{P_{21}, P_{22}, \dots, P_{2V_2}\}$, где, в свою очередь, $P_{2i} = \{1, 2, \dots, V_{2i}\}$ (рис. 1), выполняющую комплекс операций заданного технологического процесса.

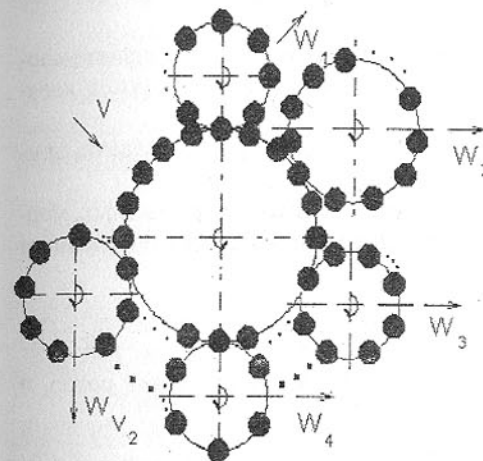


Рис. 1. Сборочная роторная система с разветвляющимся выходным потоком.

Маршрутом промежуточной сборочной компоненты или изделия называется определенная совокупность позиций входного и i -го выходного роторов, участвующих в технологическом процессе сборки и транспортирования (если таковое имеет место) от позиции загрузки промежуточной сборочной компоненты до позиции выгрузки промежуточной сборочной компоненты более сложной структуры, по сравнению с входной промежуточной компонентой, или готового сборочного изделия в целом.

Авторами в работах [1-3] были сформулированы некоторые предложения, которыми воспользуемся для достижения поставленной цели и, как следствие, для решения поставленных задач. Эти положения, применительно к поставленной цели, будут заключаться в следующем:

1. Абстрагируясь, представим позиции каждого i -го выходного ротора элементами по отношению к позициям входного ротора.

2. В каждом i -ом выходном роторе и входном роторе имеется нулевой элемент. Таким элементом является V_i позиция каждого выходного и входного роторов. Заметим, что, переходя от любой η_{ik} -ой позиции k -го выходного или входного ротора через V_{ik} число позиций, опять возвращаемся к η_{ik} -ой позиции k -го выходного или входного ротора. Это условие может быть записано следующим образом [1]

$$\eta_{ik} + V_{ik} = \eta_{ik}.$$

Это условие объективно отражает процесс рекуррентного перемещения позиций k -го выходного или входного роторов по k -ым замкнутым траекториям этих роторов.

3. Для любой позиции $\eta_{ik} \in P_{ik}$ k -го выходного ротора существует позиция с номерами $(V_{ik} - \eta_{ik}) \in P_{ik}$ такая, что

$$\eta_{ik} + (V_{ik} - \eta_{ik}) = V_{ik}.$$

Здесь позиция $(V_{ik} - \eta_{ik})$ выходного k -го ротора является противоположной позиции η_{ik} .

Предложения 2 и 3 являются необходимыми и достаточными условиями того, что каждый выходной ротор, а также и входной, ротор являются циклическими группами.

Для достижения поставленной цели необходимо решить задачи, приведенные выше.

Используя положения алгебры групп, количество различных маршрутов промежуточной сборочной компоненты или изделия определится по зависимости

$$N_1 = \sum_{i=1}^{V_2} HOK_i(n_2, V_{2i}), \quad (1)$$

где n_2 - число маршрутов, проходящих через каждый выходной ротор, и определяется по зависимости

$$n_2 = \frac{N_2}{V_2}, \quad (2)$$

где V_2 - количество выходных роторов;

N_2 - число маршрутов, приходящихся на одну позицию входного ротора без учета количества маршрутов, проходящих по позициям выходных роторов.

N_2 определяется по формуле

$$N_2 = HOK(V_1, V_2), \quad (3)$$

где V_1 - количество позиций входного ротора;

HOK - наименьшее общее кратное между количеством позиций входного ротора и количеством выходных роторов.

Совокупность зависимостей (1), (2), (3) дает возможность нахождения общего числа различных маршрутов движения промежуточной сборочной компоненты или изделия.

Параметры полного кинематического цикла движения промежуточной сборочной компоненты или изделия определяются по следующей зависимости

$$N = V_2 HOK \left[\frac{HOK(V_1, V_2)}{V_2}, HOK(V_{21}, V_{22}, \dots, V_{2V_2}) \right]. \quad (4)$$

Здесь $HOK(V_{21}, V_{22}, \dots, V_{2V_2})$ - наименьшее общее кратное и в данном случае определяет количество маршрутов, которое приходится на каждую позицию всех выходных роторов. Остальные значения, входящие в формулу (4), аналогичны по своему содержанию значениям выражения (1).

В качестве примера рассмотрим автоматическую технологическую сборочную систему, состоящую из трех роторов - одного входного и двух выходных. Входной ротор имеет двенадцать позиций, а выходные роторы имеют по три позиции каждый. Количество различных маршрутов определим по формуле (4):

$$N = 2 HOK \left[\frac{HOK(4, 2)}{2}, HOK(3, 2) \right] = 12.$$

Найденное количество различных маршрутов соответствует реальному количеству маршрутов, приведенному в таблице 1.

Таблица 1 Таблица истинности маршрутов движения сборочных компонент по позициям сборочной системы.

Номер маршрута изделия.	Позиции роторов.
1	1 1'
2	2 1''
3	3 2'
4	4 2''
5	5 3'
6	6 3''
7	7 1'
8	8 1''
9	9 2'
10	10 2''
11	11 3'
12	12 3''

Определение прохождения промежуточных сборочных компонент по всем позициям входного ротора и выходных роторов проведем в несколько этапов.

Положение промежуточной сборочной компоненты в зависимости от номера маршрута в входном роторе определяется следующими зависимостями:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{V_0}{V_1} = n_1; \\ r_1 = V_0 - n_1 V_1, \text{ если } r_1 = 0, \text{ то } r_1 = V_1, \end{array} \right. \quad (5)$$

где V_0 - номер маршрута движения промежуточной сборочной компоненты;

n_1 - число целых циклов работы входного ротора;

r_1 - номер позиции входного ротора.

Нахождение промежуточной сборочной компоненты в i -ом сборочном технологическом модуле на j -ой сборочной позиции по номеру маршрута движения осуществляется в несколько этапов. На первом этапе необходимо определить положение промежуточной сборочной компоненты относительно выходных роторов, т.е. определить, в каком выходном роторе находится промежуточная сборочная компонента. Определение нахождения промежуточной сборочной компоненты в выходном роторе осуществляется с помощью зависимости:

$$R_k = V_0 - n V_2. \quad (6)$$

где R_k - номер выходного ротора;

n - число целых циклов работы выходного k -го ротора.

Определение позиции нахождения промежуточной сборочной компоненты или изделия осуществляется на основании следующего выражения

$$n + \frac{R_k}{r_k} = n_{2k} V_{2k} + r_{2k} \quad (7)$$

с необходимыми и достаточными условиями:

$$\text{если } R_k = 0, \text{ то } R_k = r'_k = V_2;$$

$$\text{если } R_k = m, \text{ то } r'_k = m;$$

$$\text{если } r_{2k} = 0, \text{ то } r_{2k} = V_{2k},$$

где n - целое число циклов работы k -го выходного ротора;

r'_k - промежуточное значение позиций выходного ротора;

m - m -ая позиция выходного ротора;

V_{2k} - общее количество позиций k -го выходного ротора;

r_{2k} - позиция k -го выходного ротора, соответствующая V_0 номеру маршрута движения промежуточной сборочной компоненты.

Зависимости (6), (7) позволяют определить маршруты движения промежуточной сборочной компоненты по всем позициям входного и выходных роторов.

Разработанные зависимости позволяют определить движение промежуточной сборочной компоненты в сложных технологических системах по каждой из позиций сборочных модулей, что необходимо для эффективного контроля функционирования этих систем.

Список литературы 1. Михайлов А.Н. Разработка методов проектирования высокоскоростных поточно-пространственных технологических систем: Дис. ... д-ра техн. наук. - Харьков, 1991. - 498 с. 2. Михайлов А.Н., Тернюк Н.Э. К расчету параметров маршрутизации изделий в поточно-пространственных технологических системах // Известия вузов. Машиностроение, 1990, с. 11. 3. Михайлов А.Н., Тернюк Н.Э. Элементы теории маршрутизации предметов обработки в поточно-пространственных технологических системах // Теория механизмов и машин, 1991, вып. 51.

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ИЗНОСА АЛМАЗНОГО ИНСТРУМЕНТА НА ДЕФЕКТНОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ СИТАЛЛОВ

Калафатова Л.П. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Эффективность процессов механической обработки изделий из хрупких неметаллических материалов, в частности ситаллов, определяется максимальной производительностью процесса формообразования при условии выполнения требований по качеству обрабатываемой поверхности и минимальных затратах на электроэнергию и дорогостоящий алмазный инструмент.

Эксплуатационные характеристики изделий из этих материалов непосредственно связаны с дефектностью формируемого при обработке поверхностного слоя деталей. Установлено, что при шлифовании ситаллов параметры дефектности обработанной поверхности такие, как размеры, форма, плотность, глубина проникновения дефектов, в значительной степени определяются уровнем и направлением силового воздействия на материал при резании. В свою очередь силовые характеристики процесса шлифования зависят от физико-механических свойств материала и усло-

вий обработки, среди которых весьма важным является обеспечение требуемой режущей способности инструмента.

Режущая способность определяется параметрами алмазного зерна (его прочностными характеристиками, конфигурацией, размерами), концентрацией алмазных зерен в связке, видом связки. Режущая способность при прочих равных условиях предопределяет производительность процесса резания и его силовые характеристики. При сравнении режущей способности кругов одного и того же типа необходимо учитывать степень износа инструментов, связанную с продолжительностью их работы до правки, и применяемый способ правки. От способа правки зависят величина выступления зерен из связки, развитость микрорельефа профиля круга. Состояние рабочей поверхности круга также влияет на уровень сил при резании. Это обусловлено числом контактирующих с обрабатываемым материалом зерен и их формой, от которых при заданных режимах шлифования зависят величина удельных давлений на каждом отдельном зерне и, как следствие, дефектность формируемой поверхности изделий.

Целью проведенных исследований являлось определение влияния уровня режущей способности круга на дефектность шлифованной поверхности образцов из технического ситалла АС-418. Для этого на стенде, смонтированном на станке 3622Э, моделировался процесс врезного торцового шлифования по упругой схеме при постоянном фиксированном усилии прижатия образцов к торцу шлифовального круга. В процессе эксперимента обеспечивалось номинальное давление в зоне обработки соответственно равное 0,4 МПа и 1,2 МПа. Скорость шлифования составляла 20 м/с. Используемый инструмент - круг 12 А2 200х76х20х5 АС6 100/80-4-MB1.

В процессе шлифования с целью контроля состояния режущей поверхности алмазного круга по мере его затупления осуществлялось профилографирование микропрофиля на одном и том же фиксированном участке поверхности инструмента с помощью специального записывающего устройства. Режущая способность круга в процессе эксплуатации оценивалась производительностью обработки контрольных стеклянных образцов, шлифуемых на том же стенде при фиксированном давлении 0,2 МПа в течение заданного времени. Перед началом каждой из серий экспериментов алмазный круг правился абразивными брусками марки 24А 12Н СМ2 8К6. При этом брусок закреплялся на столе и поджимался к кругу с усилием, обеспечивающим постоянное удельное давление 0,3 МПа, в то время как круг, вращаясь с рабочей скоростью, совершал осциллирующее движение с амплитудой 20 мм и частотой 0,08 Гц. Время правки составляло 40 с, что, как было установлено, достаточно для придания кругу максимальной режущей способности, обеспечиваемой принятым способом правки.

Дефектность образцов ситалла, шлифованных кругами с различным уровнем режущей способности, определялась с использованием метода люминесцентной дефектоскопии в сочетании с послойным химическим травлением образцов [1]. В качестве критериев оценки дефектности использовались глубина проникновения дефектов (h , мкм) и относительная плотность внесенных обработкой дефектов ($S_{от}$, %), измеряемая как отношение площади, занятой дефектами, ко всей исследуемой площади образца.

Как следует из полученных экспериментальных данных, режущая способность правленного круга при шлифовании ситалла резко падает уже в первые минуты обработки. При жесткой схеме шлифования, отличающейся постоянным значением кинематических параметров процесса, это приводит к резкому возрастанию сил резания [2] и, как следствие, развитию дефектности в обработанной поверхности. В условиях реализации принятой упругой схемы обработки, обеспечивающей постоянство нормальной составляющей силы резания, при шлифовании правленным кругом с давлением 0,4 МПа уже через 10 минут работы наступает 16-ти кратное снижение производительности. Для того, чтобы поднять уровень производительности процесса шлифования при работе затупленным кругом, необходимо существенно повысить давление в зоне обработки. Последнее должно отрицательно сказаться на качестве формируемой поверхности.

Для проверки этого предположения экспериментально были установлены зависимости изменения во времени производительности шлифования ситалла правленным кругом (рис. 1)¹. Левая ветвь графика иллюстрирует изменение производительности при шлифовании с давлением $p=0,4$ МПа. При падении производительности до минимума с целью поддержания ее на начальном уровне без дополнительной правки инструмента давление обработки увеличивалось до значения $p=1,2$ МПа, то есть в 3 раза. При шлифовании с этим давлением также фиксировалось изменение производительности (правая ветвь графика). Образцы, при шлифовании которых кругом с разной режущей способностью и при разных давлениях попарно обеспечивались одинаковые уровни производительности (см. рис. 1, точки А₁-А₂ и В₁-В₂ соответственно), исследовались по параметрам дефектности.

Анализ микрофотографий дефектной поверхности образцов ситалла показал следующее. Потеря кругом режущей способности по мере затупления при неизменном давлении в зоне обработки не приводит к существенному изменению картины дефектности обработанной поверхности (рис. 2, сравнение фотографий I(А₁)-I(В₁) и II(А₂)-II(В₂) соответственно). Однако, повышение давления, связанное с необходимостью поддержания про-

¹ График построен по данным эксперимента, выполненного Хроменко А.Д.

изводительности шлифования на определенном уровне при работе затупившимся кругом, сопровождается резким ростом дефектности обработанной поверхности ситалла (см. рис. 2, сравнение фотографий I(A₁)- II(A₂) и

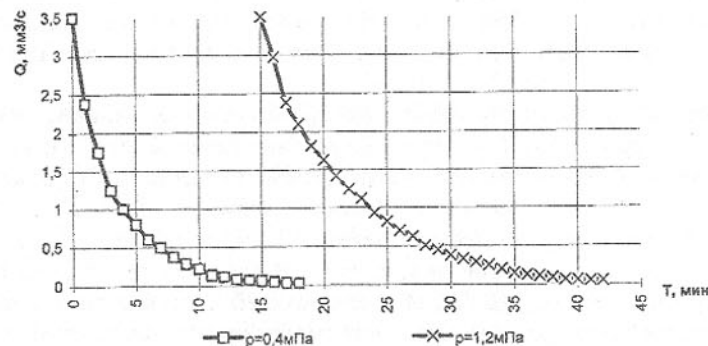


Рис. 1. Изменение производительности шлифования Q по мере износа круга

I(B₁)-II(B₂) соответственно). С увеличением давления резко увеличивается относительная плотность дефектов на всех уровнях залегания, достигая при $h=100$ мкм $S_{от}=48-62\%$ против $S_{от}=22-30\%$ при шлифовании с давлением $p=0,4$ МПа. С ростом давления меняется характер дефектов. Они становятся более массивными, концентрируясь, в основном, по бороздам-канавкам, оставленным изношенными зернами инструмента на поверхности образца. Причем следы дефектов, копирующие топографию микрорельефа круга, проникают вглубь образца, начиная от исходной поверхности вплоть до глубины травления $h=100$ мкм и далее (см. рис.2). Увеличение давления сопровождается распространением дефектного слоя до глубины $h=250-300$ мкм, что на 20-25% выше, чем в случае обработки с давлением $p=0,4$ МПа.

Основываясь на полученных результатах, можно заключить следующее. Снижение режущей способности инструмента в процессе работы, обусловленное его износом, и сопровождающееся резким увеличением сил резания, ведет к росту дефектности обработанной поверхности ситалла. Это, в свою очередь, влечет за собой ухудшение эксплуатационных характеристик изделий, расширение объемов последующих доводочных операций, повышение себестоимости выпускаемой продукции. Сказанное свидетельствует о необходимости введения в технологический процесс обработки изделий из ситаллов периодической правки алмазного инструмента, позволяющей поддерживать его режущую способность на заданном уровне.

не. Особенно важно применять правку на операциях чистового шлифования, на которых завершается формирование поверхностного слоя изделия и где первостепенную важность приобретают глубина и структура дефектного слоя.

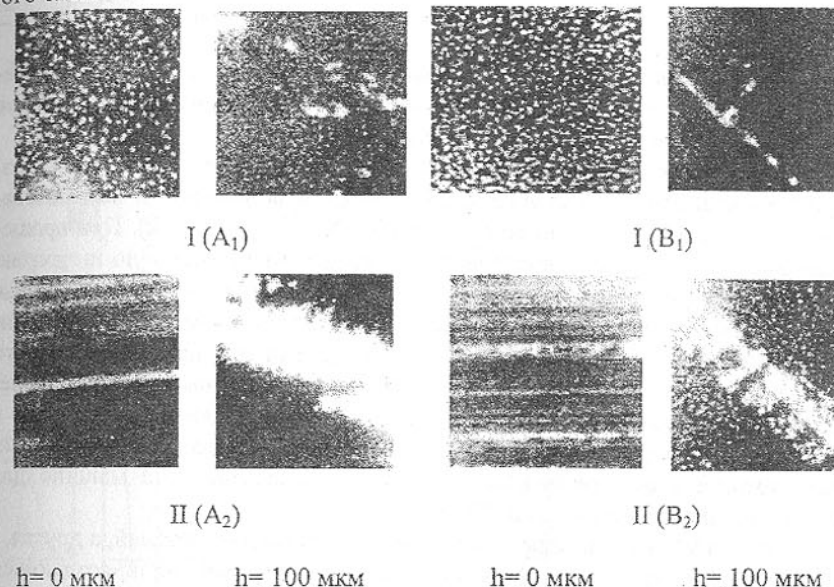


Рис.2. Изменения дефектности образцов в зависимости от глубины залегания h при режущей способности кругов, обеспечивающей производительность: I (A₁) - II (A₂) - $Q=0,9$ мм³/с; I (B₁) - II (B₂) - $Q=0,325$ мм³/с. Давление в зоне обработки: I (A₁) - I (B₁) - $p=0,4$ МПа; II (A₂) - II (B₂) - $p=1,2$ МПа.

Список литературы: 1. Калафатова Л.П. Диагностика дефектности обработанной поверхности технических ситаллов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. науч. тр./Донецк. гос. техн. ун-т. - Донецк, 1997. С. 66-74. 2. Бурмистров В.В., Калафатова Л.П., Райхель А.М. Зависимость дефектности изделий из ситаллов от технологических параметров процесса шлифования // Труды Укр. гос. ин-та стекла. - Константиновка, 1994. Вып. N1. С.171-179.

АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ СВОЙСТВ ИНЕРЦИОННОГО ТРАНСФОРМАТОРА ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА

Куница А.В. (АДИ ДонГТУ, г. Горловка, Украина)

В настоящее время известно много схем инерционного трансформатора вращающего момента (ИТВМ), являющегося генератором импульсов знакопеременного вращающего момента [1,2].

Общим их свойством является сообщение ведомому элементу возвратно - вращательного движения. Рассмотрим возможности использования этого движения на примере механизма Хоббса (рис. 1, а). При вращении сателлитов 5 с неуравновешенными грузами на солнечную шестерню 6 действуют импульсы знакопеременного вращающего момента. Импульс этого момента совпадающий по направлению с моментом приводного двигателя, принято называть положительным, а импульс противоположного направления, - отрицательным. В результате действия импульсов знакопеременного вращающего момента ведомый вал 3, соединённый жёстко с солнечной шестерней 6, будет совершать возвратно - вращательное движение, которое может быть непосредственно использовано в машине для сварки трением, например, а.с. 518302.

К ведомому валу 3 крепится одна из свариваемых деталей, а другая, - неподвижна. Свариваемые детали сжимают с некоторой силой, создающей необходимую силу трения, возникающую при возвратно - вращательном движении ведомого вала 3. Вследствие действия сил трения происходит разогрев деталей и их сваривание.

Использование такого движения в рабочей машине оказалось возможным благодаря тому, что к ведомому валу 3 прикладываются моменты сопротивления (трения) противоположных знаков и всегда направленные противоположно движению. Передача автоматически реагирует на изменение момента сил сопротивления: при его уменьшении скоростной фактор ведомого вала 3 увеличивается и наоборот.

Если ведомый вал 3 (рис. 1, б) соединить с кривошипно-шатунным механизмом 8 и к его шатуну присоединить, например, пилу 7 в лесопильной раме [1], то ИТВМ также будет выполнять технологический процесс при автоматическом и бесступенчатом изменении параметров технологического процесса. При этом технологический процесс (при соответствующем расчёте) будет протекать при оптимальных параметрах, обеспечивая энергосберегающие технологии. Кроме того, можно обеспечить защиту рабочего инструмента (пилы) от поломки. В этом случае (например, попадание сучков в древесине и каких-то посторонних предметов) кривошип-

но-шатунный механизм 8 с пилой 7 остановятся, остановится и ведомый

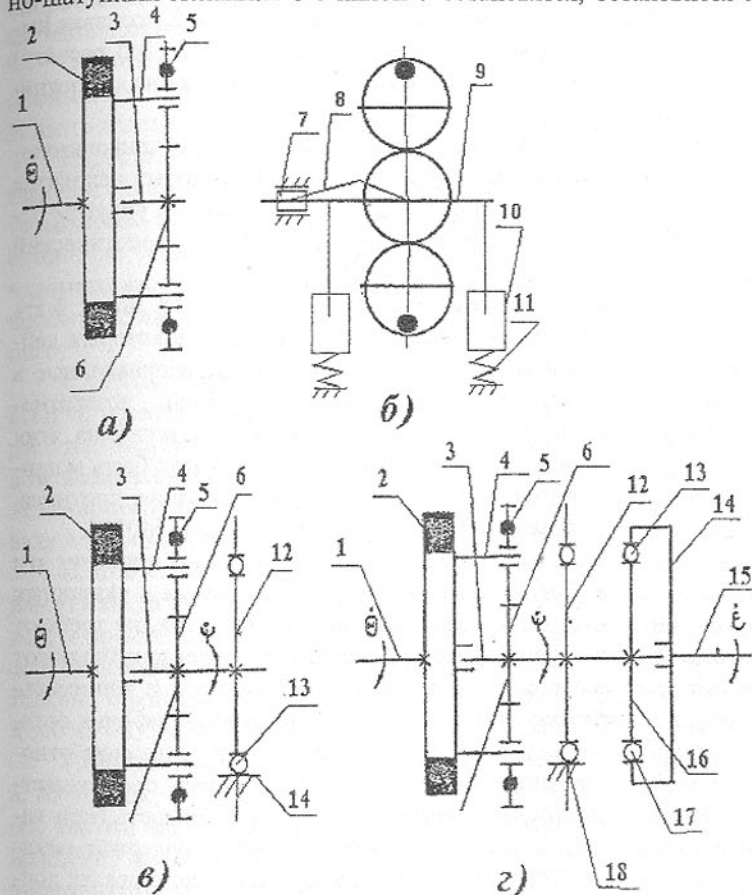


Рис. 1 Схемы инерционных трансформаторов вращающего момента
1 - ведущий вал, 2- ведущий маховик, 3- ведомый вал, 4- пальцы сателлитов, 5- сателлиты с неуравновешенными грузами, 6- солнечная шестерня, 7- рабочий орган, 8- кривошипно-шатунный механизм, 9- два кривошипно-шатунных механизма, 10- контейнер, 11- упругое основание, 12, 16- внутренние, 14, 18- наружные обоймы, 13, 17- тела заклинивания МСХ, 15- рабочий орган, Θ - частота вращения ведущего вала 1, Ψ - частота вращения ведомого вала 3.

вал 3. Наступит так называемый стоповый режим. Неуравновешенные сателлиты 5 будут обкатываться вокруг солнечной шестерни 6, создавая импульсы знакопеременного вращающего момента, но заранее (по расчёту) величина этих импульсов будет меньше величины момента сил сопротивления.

Если же ведомый вал 3 (рис. 1, б) соединить двумя кривошипно-шатунными механизмами 9 с контейнерами 10, внутри которых находятся обрабатываемые детали и рабочая среда, расположенными на упругом основании 11, то ИТВМ сможет реализовать оптимальный технологический процесс виброобработки, например, а. с. 1603905.

Таким образом, на основе рассмотренных схем ИТВМ могут быть созданы без особых проблем различные рабочие машины, в которых действуют попеременно моменты сил сопротивления всегда направленные в противоположную сторону в данный момент времени возвратно-поступательному движению ведомого вала 3 и при этом величина этих моментов сил сопротивления примерно одинакова. Это могут быть машины для обработки металла (плоское фрезерование, шлифование, притирка, очистка от окалины и т.д.), например, А.с. № 314954, 442031, 540714.

Необходимо отметить, что несмотря на относительную простоту эти схемы автоматического бесступенчатого ИТВМ реализуются в указанных ранее типах рабочих машин без существенной доработки, т.к. не требуют каких-то автоматических и регулирующих устройств и всегда выполняют технологический процесс при оптимальных его параметрах и минимальных энергозатратах с возможностью осуществления защиты рабочих органов от поломок при работающем источнике энергии. Это положение относится ко всем рассматриваемым здесь ИТВМ. Несомненным преимуществом таких рабочих машин будет гарантированная долговечность (при качественном расчёте, изготовлении и сборке), т.к. они не содержат механизм свободного хода (МСХ), который обычно существенно снижает долговечность инерционно-импульсных силовых систем.

Изначально ИТВМ мыслился как механическая бесступенчатая передача, предназначенная для работы в качестве основного агрегата трансмиссии автомобиля и в этом направлении было создано много схем ИТВМ. Рабочие процессы во многих рабочих машинах чаще всего протекают при значительном неравенстве моментов сил сопротивления при изменениях направления движения рабочего органа или требуют его одностороннего движения. Для таких рабочих машин создана схема ИТВМ с одним корпусным МСХ (рис. 1, в).

В таком ИТВМ импульс знакопеременного вращающего момента, действующий на солнечную шестерню 6 и ведомый вал 3 и совпадающий с

направлением вращения ведущего вала 1, передаётся далее рабочему органу технологической машины.

Отрицательный импульс посредством внутренней 12 и наружной 14 обойм и тел 13 заклинивания МСХ замыкается на корпус рабочей машины. В итоге ведомый вал 3 совершает пульсирующее одностороннее вращение.

Недостатком такой схемы будет то, что действующий отрицательный импульс знакопеременного вращающего момента будет осуществлять торможение ведомого вала 3 (возможно даже до полной остановки, особенно при больших значениях момента сил сопротивления). Торможение ведомого вала 3 несколько снижает интенсивность протекания технологического процесса и незначительно отклоняет его параметры от оптимальных.

С целью устранения указанного недостатка была разработана схема ИТВМ, представленная на рис. 1, г. В рассматриваемой схеме ИТВМ отрицательный импульс знакопеременного вращающего момента посредством элементов 12, 17, 18 по-прежнему замыкается на корпус, а положительный импульс момента через элементы 13, 14, 16 передаётся рабочему валу 15 для выполнения технологического процесса.

В этой схеме ведомый вал 3 по-прежнему тормозится отрицательным импульсом, а вот рабочий орган 15 продолжает вращаться независимо от ведомого вала 3, а его торможение осуществляется только моментом сил сопротивления, создаваемого технологическим процессом. Экспериментальные образцы описанной схемы ИТВМ были установлены на автомобилях Урал-335М, Урал-377, Урал-375, М21 "Волга" и тракторах Т-100 [3,4].

Недостатками такой схемы является: во-первых, наличие двух МСХ, а, во-вторых, замыкание отрицательного импульса на корпус, а отсюда ясно, что эта часть цикла работы ИТВМ не используется, неравномерность вращения ведомых элементов растёт. Вывод: необходимо использовать энергию отрицательного импульса.

Использование отрицательного импульса может быть осуществлено двумя путями: первый - упругое соединение наружной обоймы 9 МСХ с корпусом (рис. 2, а); второй - суммирование отрицательного импульса с положительным посредством шестерёнчатой передачи (рис. 2, б). В ИТВМ с упругими элементами наружная обойма корпусного МСХ связана с корпусом через упругую связь. Накопленная в ней за отрицательную фазу цикла энергия отдаётся ведомым элементам ИТВМ в положительной фазе. За счёт этого уменьшаются массы грузовых звеньев, метрические параметры ИТВМ; снижаются нагрузки на МСХ и элементы инерционно-импульсного механизма (ИИМ). Известны и другие преимущества ИТВМ с упругими элементами [4,5]. Впервые такой способ суммирования проти-

воположных импульсов был реализован в передаче Спонтан (Швеция) [1],

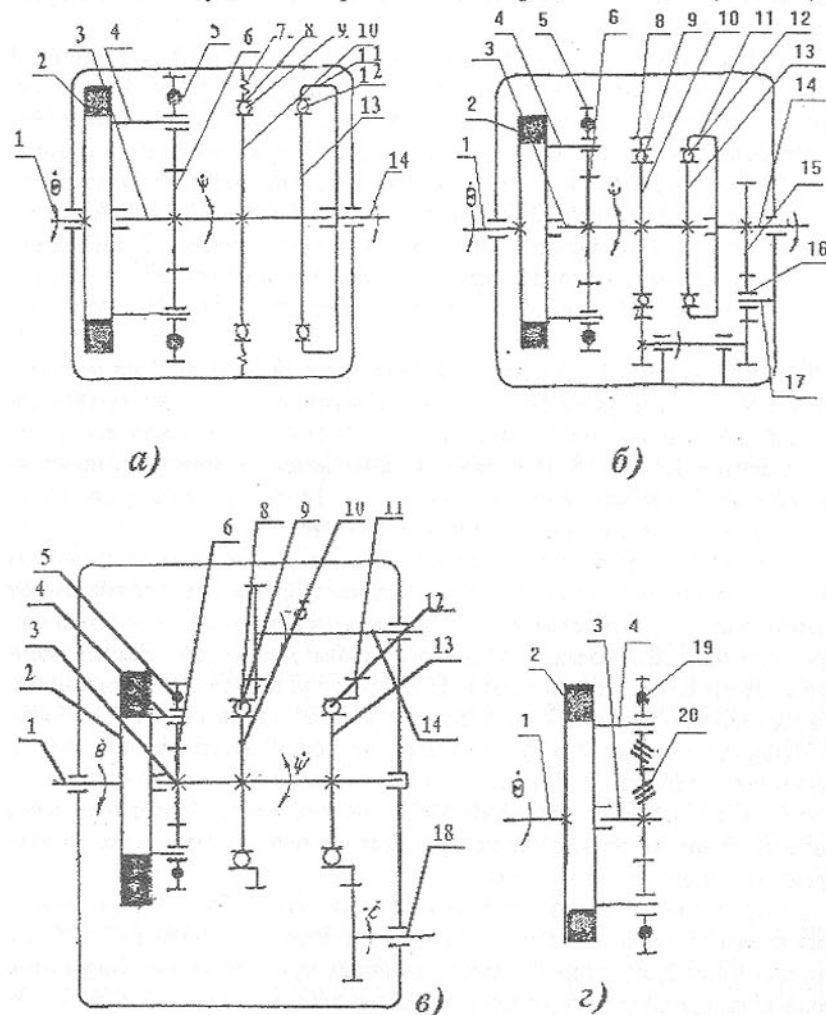


Рис. 2 Схемы инерционных трансформаторов вращающего момента
1 - ведущий вал, 2 - ведущий маховик, 3 - ведомый вал, 4 - пальцы сателлитов, 5 - сателлиты с неуравновешенными грузами, 6 - солнечная шестерня, 7 - упругие элементы, 8, 11 - наружные, 10, 13 - внутренние ободья, 9, 12 - тела заклинивания МСХ, 14, 18 - рабочие органы, 15, 16, 17 - суммирующие шестерни, 19 - сателлиты с косым зубом, 20 - солнечная шестерня с косым зубом.

затем в ИТВМ, разработанных в Челябинском политехническом институте для бурового станка СБВ-2М, погрузочной машины ПНБ2 [4].

Анализ всех рассмотренных принципиальных схем ИТВМ показывает, что все они предназначены для привода одного выходного из ИТВМ рабочего органа. Имеющиеся принципиальные отличия их в основном определяются способом суммирования противоположных импульсов. Различия же внутри каждой из схем при её конкретном конструктивном воплощении, определяются техническими средствами реализации того или иного способа суммирования.

Анализ схем показывает, что самое сложное взаимодействие между элементами этих схем происходит в ИИМ, который определяет величину выходного момента, действующего на ведомый вал. Передача и изменение этого момента по дальнейшей механической цепочке осуществляется довольно просто и известными деталями, функционирование и расчёт которых достаточно изучены.

Известны технологические процессы, для осуществления которых необходимы силовые передачи, делающие возможным привод двух различных рабочих органов при наличии между ними определённой функциональной связи. В качестве примера могут служить различные технологические процессы, при осуществлении которых один рабочий орган производит резание, дробление, мятие и т.п. обрабатываемого материала, а второй - подачу обрабатываемого материала или перемещение, вращение первого рабочего органа, например, а.с. 657843, 668398, 707809, 849671, 937167, 1053387, 1004596, 1484496, 1504322, 1814271. Для того чтобы подобный технологический процесс протекал при высоких технико-экономических показателях, частоты вращения рабочих органов должны изменяться бесступенчато и автоматически в зависимости от физико-механических свойств обрабатываемого материала. Это должна обеспечивать функциональная связь, которая необходима между рабочими органами.

Такая связь осуществляется в ИТВМ с раздельным использованием импульсов (ИТВМ с РИИ), в котором наружные ободья 8 и 11 МСХ, каждая в отдельности, кинематически связаны раздельно с соответствующими выходными рабочими органами ИТВМ 14 и 18.

При рассмотрении принципиальных свойств и особенностей функционирования ИТВМ с РИИ, существенным является то, что в трансформаторе имеется два отдельных выходных рабочих органа с соответствующими потоками мощности: один из выходных рабочих органов приводится в действие положительным импульсом, другой - отрицательным. При этом несущественно - сколько рабочих органов у машинного агрегата и какие они совершают движения; важно, что к выходным рабочим органам ИТВМ (наружным ободьям МСХ) всегда приложены противоположно на-

правленные моменты сил сопротивления, определённым образом соответствующие технологической нагрузке. Поэтому в дальнейшем рассматриваются только моменты сил сопротивления на выходных рабочих органах ИТВМ с РИИ, т.к. их зависимость от нагрузки известна и однозначно определяется функциональными свойствами дополнительных передаточных устройств.

Инерционный трансформатор работает циклически следующим образом. В положительной фазе цикла импульс момента сил инерции, приложенный к ведомому валу 3 ИИМ, вызывает его торможение (разогнанного в противоположную сторону в течение отрицательной фазы предыдущего цикла) с последующим его разгоном до угловой скорости наружной обоймы 8 первого МСХ. После заклинивания этого МСХ, происходит совместный разгон ведомого вала 3 ИИМ, наружной обоймы 8 и преодоление момента сил сопротивления на первом выходном рабочем органе 14 (назовём его положительным рабочим органом, - ПРО). В этой фазе цикла наружная обойма 11 второго МСХ, вращаясь по инерции, теряет скорость, преодолевая момент сил сопротивления на втором выходном рабочем органе 18 (назовём его отрицательным рабочим органом, - ОРО).

В отрицательной фазе цикла, под действием отрицательного момента сил инерции, ведомый вал 3 затормаживается до остановки и разгоняется в противоположную сторону до угловой скорости наружной обоймы 11 второго МСХ. После заклинивания последнего происходит совместный разгон вала 3 и наружной обоймы 11 с преодолением момента сил сопротивления на ОРО. В этой фазе цикла наружная обойма 8 первого МСХ, вращаясь по инерции, теряет скорость, преодолевая момент сил сопротивления на ПРО. С началом новой положительной фазы цикл повторяется.

Рассматривая работу ИТВМ с РИИ при различных соотношениях величин моментов сил сопротивления на ПРО и ОРО отмечаем следующее.

При увеличении момента сил сопротивлений на ПРО и неизменном сопротивлении на ОРО, частота вращения ПРО уменьшается, ОРО, - увеличивается. При увеличении до определённой величины момента сил сопротивления на ПРО, он может остановиться и вся мощность источника энергии будет передаваться на ОРО. Частота вращения последнего будет бесступенчато меняться при изменении величины момента сил сопротивления на нём. При таком режиме работы ИТВМ с РИИ вырождается в трансформатор обратного хода [4]. По аналогии этот вид работы ИТВМ с РИИ назовём режимом обратного хода.

При увеличении момента сил сопротивления на ОРО и неизменном сопротивлении на ПРО, частота вращения ОРО уменьшается, ПРО, - увеличивается. При увеличении до определённой величины момента сил сопротивления на ОРО, он может остановиться и вся мощность будет пере-

даваться на ПРО. Частота вращения последнего будет бесступенчато меняться при изменении величины момента сил сопротивления на нём. При таком режиме работы ИТВМ с РИИ вырождается в трансформатор прямого хода [4]. Этот вид работы ИТВМ с РИИ назовём режимом прямого хода.

Смешанным режимом работы, являющимся характерным только для ИТВМ с РИИ, является режим, когда мощность источника энергии передаётся на два рабочих органа одновременно.

Описанные априорные принципиальные особенности работы ИТВМ с РИИ, для выявления качественной картины которых не требуется глубоких теоретических и экспериментальных исследований, наглядно показывает место и значение этого ИТВМ в ряду рассмотренных нами ранее.

Во-первых, по функциональным свойствам конструкция нового ИТВМ с РИИ является наиболее общей, поскольку инерционные трансформаторы прямого и обратного хода являются частным случаем её рабочего состояния.

Во-вторых, анализ способа использования противоположных импульсов в ИТВМ с РИИ позволяет выявить имеющуюся между наружными обоймами МСХ новую динамическую обратную связь. В результате семейство ИТВМ с РИИ приобретает новое функциональное свойство - наряду с автоматическим бесступенчатым регулированием частоты двух рабочих органов обеспечивать сложную обратную связь между ними. Тип, характер и динамические параметры обратной связи в общем случае исследованы [6].

В-третьих, новое функциональное свойство значительно расширяет область эксплуатационного применения инерционных трансформаторов, что открывает широкие возможности по созданию новых машин и устройств.

Во всех схемах ИТВМ, изображённых на рис. 1 и 2 ведомый вал 3 ИИМ совершает возвратно-вращательное движение.

Поиски схем ИТВМ, расширяющих его кинематические и силовые свойства привели к созданию схемы (рис. 2, г), в которой ведомый вал 3 участвует в двух движениях одновременно: возвратно-вращательном и возвратно-поступательном.

При вращении ведущего маховика 2 сателлиты 5 будут создавать знакопеременный вращающий момент, но одновременно, за счёт косозубого зацепления, будет создаваться и знакопеременное осевое усилие. Для работоспособности схемы необходима фиксация сателлитов 5 и ведущего маховика 2 в осевом направлении.

В зависимости от характера сил сопротивления в окружном и осевом направлениях косозубая солнечная шестерня 20 вместе с ведомым валом 3 может совершать какое-то сложное движение, являющееся суперпозицией

возвратно-вращательного вращения и возвратно-поступательного перемещения.

Если же к косозубой солнечной шестерне 20 приложена только сила сопротивления в осевом направлении, но эта шестерня 20 вместе с ведомым валом 3 будет совершать только возвратно-вращательное движение. Если же к косозубой солнечной шестерне 20 приложен только момент сил сопротивления в окружном направлении, то она вместе с ведомым валом 3 будет совершать только возвратно-поступательное перемещение в осевом направлении.

Технологический процесс, предположим виброшпиндельной обработки, имеет определённый диапазон изменения соотношения сил сопротивления в осевом направлении и момента сил сопротивления в окружном направлении и в итоге солнечная шестерня 20 вместе с ведомым валом 3 будет совершать также определённые сложные винтообразные движения.

При закреплении на ведомом валу 3 обрабатываемой детали и погружении их в ванну с рабочей средой происходит сложное взаимодействие между деталью и рабочей средой. В итоге этого взаимодействия происходит изменение соотношения между силой сопротивления в осевом направлении и моментом сил сопротивления в окружном направлении. В результате этого взаимодействия относительные движения рабочей среды и обрабатываемой детали будут неповторимы, что позволит обрабатывать детали сложной формы.

Таким образом, рассматриваемый ИТБМ имеет один выходной вал 3, но мощность на нём разделяется на два потока.

Все эти подробные разъяснения необходимы, т.к. вначале любого исследования нужно уяснить физические эффекты, имеющиеся в технической системе, а уж затем использовать соответствующий математический аппарат их описания с целью проникновения в тайны функционирования технических систем и разработки методики их расчёта с наперёд заданными свойствами.

Создание и разделение двух потоков мощности изначально определяется углом наклона зубьев косозубой солнечной шестерни, но действительные реализуемые значения мощности в каждом из потоков зависят от соответствующих значений и соотношений сил и моментов сил сопротивления в ветвях потоков мощности. Значения и соотношения технологических нагрузок в потоках мощности могут дать следующие варианты работы ИТБМ:

а) постоянно существуют оба потока мощности, при этом их отношения могут быть самыми разнообразными;

б) существует один из потоков мощности в данный момент времени, а другой появится через какой-то промежуток времени, после этого они реа-

лизуются какое-то время одновременно, а затем первый исчезает, а второй будет существовать и т.д.;

в) ни один из потоков не реализуется и ведомый вал 3 неподвижен.

В действительности же при работе рабочей машины, особенно при виброшпиндельной обработке, могут быть реализованы самые разнообразные комбинации из трёх указанных вариантов, при этом с течением времени и в зависимости от параметров технологического процесса, свойств рабочей среды, форм рабочей камеры (ванны) и обрабатываемой детали эти комбинации будут изменяться.

Схема ИТБМ с косозубой солнечной шестерней и шлицевым соединением ведомого вала с корпусом машины может быть использована для сверления отверстий и бурения шнуров в твёрдых материалах, например, а.с. 1434096.

Все рассмотренные схемы ИТБМ защищены большим количеством изобретений и патентов, реализованы в различных рабочих машинах, но не нашли ещё широкого применения в производстве из-за незавершённости теоретических исследований.

Список литературы : 1. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. - М.: Машиностроение, 1978. - 224 с. 2. Мальцев В.Ф. Механические импульсные передачи. Изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978. - 367 с. 3. Балжи М.Ф. Инерционный бесступенчатый трансформатор крутящего момента. - Дис. ... д-ра техн. наук. - Челябинск, 1962. - 362 с. 4. Леонов А.И. Теория и конструкции инерционного автоматического трансформатора вращающего момента с упругими механизмами свободного хода. - Дис. ... д-ра техн. наук. - Челябинск, 1979. - 400 с. 5. Хельдт П.М. Автомобильные сцепления и коробки передач. - М.: Машиностроение, 1960. - 440 с. 6. Куница А.В. Инерционный трансформатор вращающего момента с раздельным использованием импульсов. - Дис. ... канд. техн. наук. - Одесса, 1983. - 239 с.

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНЫХ СИЛ НА ДЕМПФИРУЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ ПРОЦЕССА РАЗВЕРТЫВАНИЯ

Малышко И.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Развертывание является финишной операцией, поэтому вопрос точности обработки отверстий является актуальным. Наличие вынужденных радиальных колебаний в технологической системе вызывает появление огранки отверстий, которая отрицательно сказывается на эксплуатационных свойствах детали и машины в целом. Уменьшить степень влияния вынуж-

денных колебаний на огранку можно использовав демпфирующую способность процессов, протекающих на задней поверхности зубьев при резании.

Степень влияния процессов на задней поверхности зубьев на амплитуду радиальных колебаний развертки, передаваемых ей станком, определяется радиальной силой P_y .

Наибольшие погрешности обработки отверстий возникают в период врезания инструмента, когда силы на калибрующей части незначительные. Поэтому демпфирующую способность процесса резания целесообразно оценивать только исходя из сил, действующих на главную режущую кромку.

Радиальная сила, действующая на режущую часть зуба, состоит из двух сил

$$P_y = P'_y + Q, \quad (1)$$

где P'_y - радиальная сила, действующая на переднюю поверхность зуба, обусловленная процессом стружкообразования;

Q - сила упругопластического контакта, действующая на заднюю поверхность режущей части зуба.

Равнодействующую от приращения радиальных сил на всех зубьях инструмента можно определить зависимостью

$$\Delta P'_y = k \cdot a_c \cdot q_c \cdot x, \quad (2)$$

где $k = \sum_{k=1}^z \frac{2 \cdot \cos^2(\theta'_k - a_c) \cdot \cos(\varphi - n)}{\cos \lambda \cdot \sin \varphi}$ - коэффициент приведения;

a_c - толщина среза, соответствующая равномерному распределению зубьев;

q_c - удельная сила резания, соответствующая толщине среза a_c .

При отсутствии колебательного движения инструмента силу, действующую на заднюю поверхность зуба, можно определить зависимостью

$$Q = q_3 \cdot b \cdot l, \quad (3)$$

где q - удельная сила нормального давления, действующая на заднюю поверхность зуба;

b - ширина участка контакта зуба с обрабатываемым материалом;

l - длина контакта задней поверхности инструмента с обрабатываемым материалом.

На величину силы, действующей на заднюю поверхность зуба развертки, большое влияние оказывает радиус округления режущей кромки.

Анализ показал, что тщательно заточенный и доведенный инструмент из быстрорежущей стали имеет радиус округления главной режущей кромки $r = 3 \div 5$ мкм. После непродолжительного времени работы радиус округления режущей кромки увеличивается до $8 \div 10$ мкм. Появление площадки износа на задней поверхности существенного влияния на радиус округления режущей кромки практически не оказывает. Это, вероятно, связано с тем, что при установившемся процессе резания осуществляется наростом, радиус которого находится в пределах $8 \div 15$ мкм.

При резании металла с округленной режущей кромкой, рис. 1, на участке сопряжения МА материал не может уходить в стружку, что вызывает более значительную деформацию обрабатываемого материала.

Длина контакта задней поверхности инструмента в значительной степени зависит от величины заднего угла.

При наличии вынужденных радиальных колебаний в технологической системе происходит изменение рабочих задних углов, а следовательно, и изменение силы, действующей на заднюю поверхность инструмента.

Приращение силы на задней поверхности инструмента происходит также за счет увеличения ширины контакта, но, как показал анализ, этим изменением можно пренебречь. Так как при ширине контакта $b = 0,54$ мм, соответствующего глубине резания $t_p = 0,15$ мм, величина ее приращения, при $A = 0,01$ мм, составляет 0,038 мм, то величина приращения силы от изменения ширины контакта будет на порядок меньше величины ее приращения от изменения величины заднего угла.

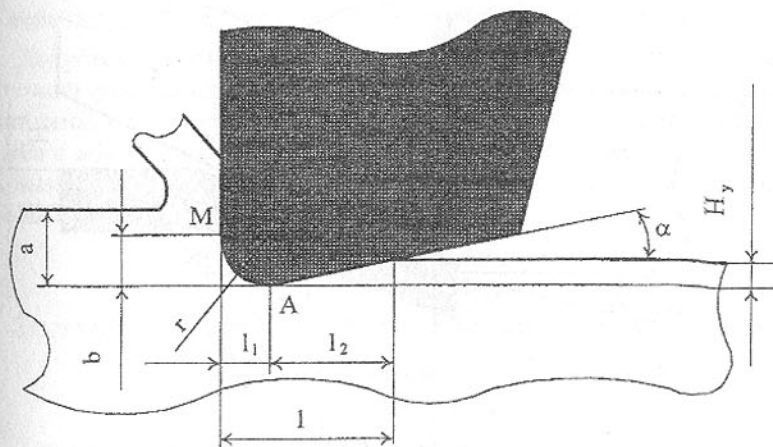


Рис. 1 Резание с округленной режущей кромкой.

На данном этапе исследований также целесообразно принять допущение, что радиус округления режущей кромки $r = 0$, а его влияние на удельную силу нормального давления на задней поверхности инструмента, и величину упругого последствие обработанной поверхности учтем с помощью поправочного коэффициента.

Учитывая принятые допущения, изменение величины заднего угла в сечении перпендикулярном главной режущей кромке, рис. 2, вызванное вибрационным движением развертки, определится зависимостью

$$\alpha_{bN} = \arctg V_{bN} / V_N, \quad (4)$$

где V_N - вектор скорости вращательного движения, направленный перпендикулярно главной режущей кромке;
 V_{bN} - вектор скорости вибрационного движения, направленный перпендикулярно вектору V_N .

Наличие отрицательного угла наклона приводит к изменению вдоль главной режущей кромки как величин, так и направлений скоростей вращательного и вибрационного движения.

Используя методику, разработанную С.С. Петрухиным [1], определим значение скорости вибрационного движения, вектор которой направлен перпендикулярно главной режущей кромке

$$V_{bN} = V_b \cdot \cos^2 \varepsilon \cdot \cos \varphi, \quad (5)$$

$$\text{где } \varepsilon = \arcsin \frac{t_p \cdot \operatorname{tg} \lambda}{(R_p - t) \cdot \cos \varphi}.$$

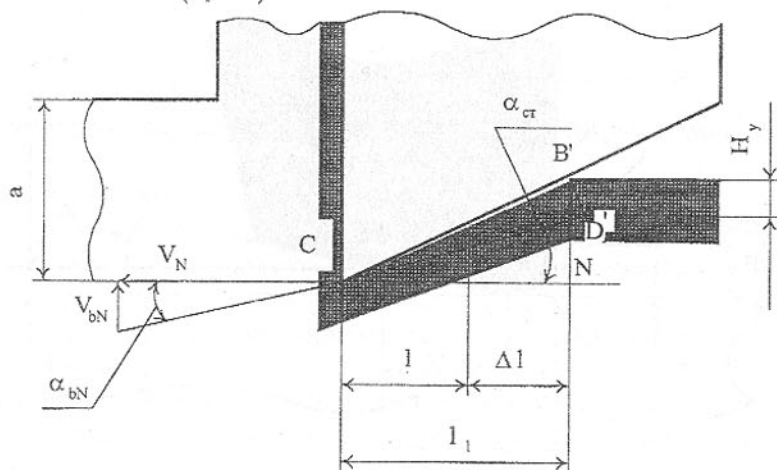


Рис. 2. Влияние заднего угла на длину контакта зуба инструмента с обрабатываемым материалом

Вектор скорости вращательного движения, направленный перпендикулярно главной режущей кромке, является одновременно перпендикулярным вектору V_{bN} , тогда

$$V_{bN} = \frac{\pi \cdot (R_p - t_p) \cdot n_o}{30} \cdot \cos \lambda_N \cdot \cos \varepsilon. \quad (6)$$

Подставив значение скоростей V_{bN} и V_N в уравнение (4), получим значение кинематического заднего угла при наличии вибрационного движения развертки

$$\alpha_{bN} = \arctg \left[\frac{30 \cdot \cos \varphi \cdot \cos \varepsilon}{\pi \cdot n_o \cdot (R_p - t_p) \cdot \cos \lambda_N} \right] \frac{dx}{dt}. \quad (7)$$

Величину приращения длины контакта задней поверхности зуба развертки с обрабатываемым материалом, вызванную изменением положения плоскости резания, согласно рис. 2, можно определить зависимостью

$$\Delta l = l_1 - l, \quad (8)$$

где $l = \frac{H_y}{\operatorname{tg} \alpha_{Ncm}}$ - длина контакта задней поверхности зуба с обрабатываемым материалом при $V_{bN} = 0$;

l_1 - длина контакта задней поверхности зуба с обрабатываемым материалом при $V_{bN} \neq 0$;

α_{Ncm} - статический рабочий задний угол;

H_y - величина упругого последствие обработанной поверхности.

Допустимо предположить, что величина упругого последствие обработанной поверхности при постоянной толщине среза как в статике, так и в динамике остается постоянной. Тогда длина контакта задней поверхности зуба с обрабатываемым материалом при изменении величины заднего угла, вызванного вибрационным движением развертки, определится зависимостью

$$l_1 = \frac{H \cdot \cos \alpha_{Ncm}}{\operatorname{tg}(\alpha_{Ncm} - \alpha_{bN})}. \quad (9)$$

Подставив значение l_1 и l в уравнение (8), получим зависимость

$$\Delta l = \frac{H \cdot \cos \alpha_{Ncm}}{\operatorname{tg}(\alpha_{Ncm} - \alpha_{bN})} - \frac{H_y}{\operatorname{tg} \alpha_{Ncm}}. \quad (10)$$

Так как величина заднего угла в нормальном сечении не превышает 8° , допустимо предположить, что $\operatorname{tg} \alpha_{Ncm} = \alpha_{Ncm}$, а $\cos 8^\circ = 0,990268 \approx 1$, тогда уравнение (10) можно привести к виду

$$\Delta l = \frac{H_y \cdot \alpha_{bN}}{\alpha_{Ncm} \cdot (\alpha_{Ncm} - \alpha_{bN})}. \quad (11)$$

Учитывая, что отношение $\frac{H_y}{\alpha_{Ncm}} = l$ и подставив значение угла α_{bN} в уравнение (11), получим зависимость

$$\Delta l = \frac{\frac{l}{BV_N} \cdot \frac{dx}{dt}}{\alpha_{Ncm} - \frac{1}{BV_N} \cdot \frac{dx}{dt}}, \quad (12)$$

$$\text{где } B = \frac{1}{\cos^2 \cdot \arcsin \frac{t_p \operatorname{tg} \lambda}{(R_p - t_p) \cdot \cos \varphi}}.$$

Выражение (12) является нелинейным дифференциальным уравнением. Такой вид нелинейности относится к линейизируемым разложениям в степенной ряд Тейлора [2].

Положим, что $l = a_0$; $\dot{x} = \frac{dx}{dt}$; $q = \frac{\dot{x}}{B_0}$; $b_0 = B \cdot V_N \cdot \alpha_{Ncm}$, тогда уравнение (12) будет иметь вид

$$\Delta l = \frac{\dot{x}}{B_0} \left[\frac{a_0}{(1-q)} \right]. \quad (13)$$

Исследования показали, что угол α_{bN} значительно меньше угла α_{Ncm} , поэтому $|q| < 1$, следовательно, степенной ряд будет сходящимся.

После разложения в ряд Тейлора множителя $\frac{a_0}{1-q}$, уравнение (13) будет иметь вид

$$\Delta l = \frac{l}{B \cdot V_N \cdot \alpha_{Ncm}} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{l}{B^2 \cdot V^2 \cdot \alpha_{Ncm}^2} \cdot \left[\frac{dx}{dt} \right]^2 + \dots \quad (14)$$

Достаточная точность линейаризации достигается при отбрасывании членов разложения со степенями выше первой. После чего уравнение (14) будет иметь вид

$$\Delta l = \frac{l}{B \cdot V_N \cdot \alpha_{Ncm}} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (15)$$

Подставив выражение (15) в уравнение (12), получим уравнение динамической характеристики радиальной силы, действующей на заднюю поверхность зуба

$$Q_3 = \frac{q_3 \cdot a_{св} \cdot C_c}{B \cdot V_N \cdot \alpha_{Ncm}} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (16)$$

где $C_c = \frac{l}{a_c}$ - коэффициент пропорциональности между толщиной среза и длиной контакта l .

Равнодействующая радиальных сил, действующих на задней поверхности зубьев, приведенная к координате OX , определится зависимостью

$$Q_{3c} = \frac{k \cdot q_{3c} \cdot a_c \cdot t_p \cdot C_c}{B \cdot V_N \cdot \alpha_{Ncm}} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (17)$$

где q_3 - удельная сила, действующая на заднюю поверхность при толщине среза a_c .

Умножив числитель и знаменатель уравнения (17) на q_c и просуммировав силы P_y' и Q_3 , получим уравнение динамической характеристики для радиальной силы при вынужденных колебаниях в ТС

$$P_y = k \cdot q_c \cdot a_c \cdot [1 + T_\alpha(p)] \cdot x, \quad (18)$$

где $T_\alpha = \frac{q_{3c}}{q_c} \cdot \frac{C_c \cdot t_p}{B \cdot V_N \cdot \alpha_{Ncm}}$ - условная постоянная времени.

Использование условной постоянной времени T_α позволяет уравнение (18) привести к уравнению типового звена, применяемого в системах автоматического регулирования. В данном случае уравнение (18) является уравнением форсирующего звена первого порядка.

Для исследования влияния конструктивных элементов и геометрических параметров развертки на амплитуду вынужденных колебаний, необходимо определить передаточную функцию процесса резания

$$W_{(p)P} = \frac{P_y}{x} = k \cdot q_c \cdot a_c \cdot [1 + T_\alpha(p)]. \quad (19)$$

Анализ уравнений (18) и (19) показывает, что с уменьшением величины заднего угла с 8° до 5° длина контакта задней поверхности зуба с обрабатываемым материалом растет, а следовательно, увеличиваются силы, демпфирующие радиальные колебания. Аналогичное влияние оказывает и увеличение подачи, но при этом увеличивается осевая сила, что снижает устойчивость системы и ведет к разбиванию отверстий. Увеличение радиуса округления режущих кромок увеличивает силы демпфирования, а следовательно, уменьшает величину огранки отверстий.

Список литературы: 1. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. - М.: Машиностроение, 1975. - 339 с. 2. Фильчиков Ф.П. Справочник по высшей математике. - Киев: Наукова думка, 1974. - 774 с.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ЕЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Малышко И. И. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

На основании выполненных исследований установлено, что на производительность технологической системы непрерывного действия (ТСНД) существенное влияние оказывают конструктивные параметры ротора и прежде всего его диаметр. С увеличением диаметра ротора увеличивается площадь, занимаемая ТСНД, а также ухудшаются динамические характеристики роторной линии.

Функциональная взаимосвязь между действительной производительностью Π_D и диаметром ротора определяется зависимостью

$$\Pi_D = 2R_p \pi \beta / h_p (t_p + t_x), \quad (1)$$

где β - коэффициент производительности;

h_p - шаг ротора;

R_p - радиус ротора;

t_p, t_x - время основных и холостых ходов.

Анализ данного уравнения показывает, что ожидаемая производительность ТСНД зависит от параметров ротора R_p, h_p, t_p , времени холостых ходов t_x и простоев ротора.

Определяющее влияние на производительность оказывает диаметр ротора, т. к. от его параметров зависит устойчивость работы ТСНД. Исследованиями, проведенными в работах [1], [2], установлено, что на устойчивость систем данного типа оказывают большое влияние размеры роторов и частоты их собственных колебаний, особенно, когда угловая скорость вращательного движения ω равна угловой частоте собственных колебаний ротора ω_c .

Учитывая, что применение комбинированных инструментов ведет к увеличению диаметра ротора, а, следовательно, и его массы, то увеличиваются и радиальные смещения. Допустимо принять, что величина эксцентриситета ротора относительно вала не превышает величины поля допуска на это соединение.

Необходимо также учесть, что в технологических системах всегда имеются внешние воздействия, вызывающие появление переменного момента в системе [1], [2], [3]. Это увеличивает радиальные смещения ротора. Схема радиальных смещений ротора, ось которого расположена вертикально, представлена на рис. 1.

На рис. 1 представлена схема смещений ротора под действием неуравновешенной массы, вызванной наличием эксцентриситета e [1].

Для решения задачи по определению закона движения оси ротора необходимо принять ограничения. Основным ограничением является то, что ротор установлен в том сечении вала, в котором касательная к изогнутой оси вала (рис. 1) остается параллельной его оси в недеформируемом состоянии. Это исключает рассмотрение гироскопического эффекта.

Тогда дифференциальное уравнение движения центра тяжести точки А в системе координат XYZ имеет вид:

$$m_p \ddot{x} + k_b x = k_b e \cos \varphi; \quad (2)$$

$$m_p \ddot{z} + k_b z = k_b e \sin \varphi,$$

где m_p - масса ротора;

k_b - коэффициент жесткости вала;

φ - угол поворота диска относительно оси X.

Третье уравнение определяется законом изменения момента количества движения

$$m I^2 \ddot{\varphi} + m \left(x \ddot{y} - y \ddot{x} \right) = M, \quad (3)$$

где M - крутящий момент, передаваемый диску валом, который принимаем на первом этапе постоянным.

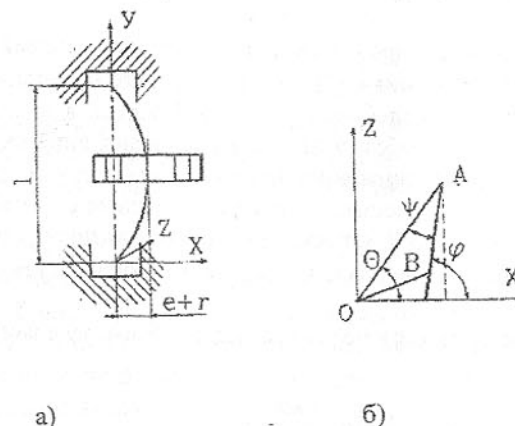


Рис. 1. Схема смещений ротора:

а - расчетная схема к определению допустимой скорости вращения ротора;

б - мгновенное положение центра вала.

Тогда, точка А описывает окружность радиусом r , который определяется зависимостью [1]:

$$r = \frac{ke}{k - m\omega^2}, \text{ при } \omega < \omega_{кр}; \quad (4)$$

$$r = -\frac{ke}{k - m\omega^2}, \text{ при } \omega > \omega_{кр}. \quad (4a)$$

Принимая, что $\omega = \omega_{кр} = \sqrt{k/m}$, получим

$$r = \frac{e\omega^2}{\omega_{кр}^2 - \omega^2}, \text{ при } \omega < \omega_{кр}; \quad (5)$$

$$r = \frac{e\omega^2}{\omega^2 - \omega_{кр}^2}, \text{ при } \omega > \omega_{кр}. \quad (5a)$$

Наличие внешних воздействий на систему при смене обрабатываемых деталей, выборе зазоров в зубчатых колесах, неравномерном вращении двигателя приводит к колебанию крутящего момента, тогда уравнения движения центра вала имеют вид:

$$X = \frac{M_2}{ek} \cos(\omega_{кр}t + \gamma_1 + \varphi_0) + \frac{e\omega_{кр}^2}{\omega_{кр}^2 - \omega^2} \cos(\omega t + \varphi_0); \quad (6)$$

$$Z = \frac{-M_2}{ek} \cos(\omega_{кр}t + \gamma_1 - \varphi_0) + \frac{e\omega_{кр}^2}{\omega_{кр}^2 - \omega^2} \sin(\omega t - \varphi_0),$$

где M, γ, φ - постоянные, определяемые из начальных условий.

Согласно исследованиям [1], [2], [3] наличие переменного момента увеличивает амплитуду колебаний ротора в 1,5 раза, а иногда и больше, что снижает точность обработки или требует уменьшения частоты вращения ротора. А это ведет к снижению производительности ТСНД.

Учитывая, что перемещения ротора, связанные с колебаниями крутящего момента, близки к 0, а также, что частота вращения ротора низкая ($\omega < \omega_{кр}$), при определении значения радиуса r воспользуемся уравнениями (4) и (5).

Выразив массу ротора через его вес и объем, уравнение (4) можно привести к виду

$$r = \frac{ek}{k - \frac{\pi R_p^2 h_p \gamma}{g} \omega^2}, \quad (7)$$

$$\text{где } k = \frac{48EI}{l^3};$$

E - модуль упругости;

I - осевой момент инерции вала;

γ - удельный вес материала, из которого изготовлен ротор;

g - ускорение свободного падения тела.

Принимая, что $r = 1/3\delta_A$, $e = 1/3\delta_B$,

где δ_A - допуск на обработку отверстия детали;

δ_B - допуск на диаметр вала,

можно получить допустимую величину радиуса ротора R_p

$$R_p = \sqrt{\frac{\frac{48EI}{l^3}(\delta_A - \delta_B)g}{\pi h_p \gamma \omega^2}}. \quad (8)$$

Или

$$\omega = \sqrt{\frac{\frac{48EI}{l^3}(\delta_A - \delta_B)g}{\pi h_p \gamma R^2}}. \quad (9)$$

Подставив значение диаметра ротора (9) в уравнение производительности (1) получим

$$\Pi_d = \frac{\left[2\pi \sqrt{\frac{48EIg(\delta_A - \delta_B)}{l^3 \pi h_p \gamma \omega_p^2}} \right] \beta}{h_p(t_p + t_x)}. \quad (10)$$

Таким образом, данные, полученные на основании уравнения (8) и (10) показывают, что с увеличением частоты вращения ротора радиус ротора уменьшается, а следовательно, и производительность уменьшается.

Список литературы: 1. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. М.: Гостехиздат, 1955. - 568 с. 2. Панавко Я. Г. Введение в теорию колебаний. М.: Главная редакция физико-математической литературы, изд-во «Наука», 1971. - 240 с. 3. Михайлов А. Н., Терпюк Н. Э., Финиченко В. А. Зубчатые муфты приводов тяжело нагруженных технологических систем // Научные достижения и опыт отраслей машиностроения - народному хозяйству: Респ. научно-техн. конф. - Севастополь, 1990, с. 54-55.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРУГИХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ СТУПЕНЧАТОГО СВЕРЛА

Малышко И. И. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Особенностью роторных машин является высокая степень концентрации операций на одном технологическом роторе. Оснащение таких машин комбинированным инструментом приводит к увеличению сил резания на каждом инструментальном блоке. Поэтому достижение высокой точности обработки отверстий комбинированным инструментом становится проблематичным. Для повышения точности обработки отверстий необходимо определить основные факторы, вызывающие погрешности обработки.

В работе эта проблема решается на основе методов математического моделирования.

На первом этапе необходимо определить факторы, оказывающие доминирующее значение на точность обработки.

Согласно исследованиям, которые выполнены Д. Л. Медведевым [1], точность диаметральных размеров определяется:

$$\Delta_r = \sqrt{\Delta_{из}^2 + 3\Delta_T^2 + 3\Delta_{ГС}^2 + 3\Delta_H^2 + \Delta_{УД}^2}, \quad (1)$$

где Δ_r - величина разбивания отверстия,

$\Delta_{из}$ - погрешность обработки от размерного износа режущего инструмента;

$\Delta_{УД}$ - погрешности обработки, возникающие в следствие упругих деформаций технологической системы;

Δ_T - погрешности обработки, вызванные температурными деформациями;

$\Delta_{ГС}$ - погрешности обработки от геометрического смещения инструмента;

Δ_H - погрешности обработки, вызванные наростообразованием.

Установлено, что при жестком закреплении инструмента его упругие смещения вызывают до 80% погрешностей обработки отверстий. Поэтому возникает необходимость исследования причин, порождающих упругие смещения инструмента.

Одномерные и ступенчатые сверла представляют собой инструменты, у которых жесткость C является величиной сугубо переменной, причем закон ее изменения определяется углом наклона ступенчатой канавки ω и диаметром сверла. Исследования, выполненные Ю. Д. Холмогорцевым [2] и С. Д. Понамаревым [3], показали, что при длине рабочей части одномерного сверла, у которого $l > H = \pi d / \tan \omega$, где H - шаг стружечной канавки, устойчивость инструмента, а следовательно, и его упругие перемещения определяются жесткостью

$$C = \frac{1}{2}(C_y + C_z) \quad (2)$$

где C_y, C_z - главные жесткости сверла в направлении соответствующих координат;

C - среднее значение жесткости.

Выводы, полученные авторами работ [2, 3], позволяют, при исследовании упругих перемещений ступенчатого сверла, использовать зависимость (2).

Дифференциальное уравнение изогнутой оси сверла первой ступени двухступенчатого сверла (рис. 1) имеет вид:

$$\frac{d^2 Y}{dx^2} = \frac{M_x}{EI_1} = \frac{M_0 + Q_0 X}{EI_1} + \frac{N_1}{EI_1} (Y_0 - Y), \quad (3)$$

где E - модуль упругости материала сверла, в данном случае стали Р6М5, HRC , 63-65;

Y_0, Y - упругие перемещения в начале координат и на любой ступени,

$I_1 = 1/2(I_y + I_z)$ - условный момент инерции сверла;

I_y, I_z - главные моменты инерции сверла в направлении соответствующих координат;

$N_i = P_{xi}$ - осевая сила на соответствующей ступени;

i - номер ступени сверла;

$Q_0 = Q'_0 - P_{y1}$ - приведенная поперечная сила;

Q'_0 - поперечная сила в начале координат X ;

$P_{y1} = P_Y$ - направляющая радиальная сила на первой ступени;

M_0 - изгибающий момент в начале координат X .

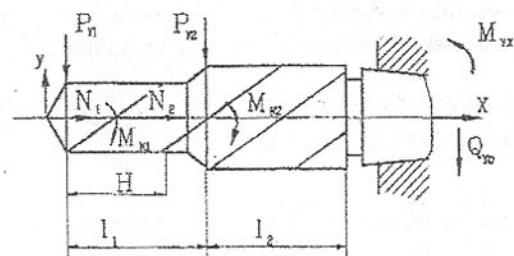
Или

$$\frac{d^2 Y}{dx^2} + k_1^2 Y = \frac{M_0 + N_1 Y_0}{EI_1} + \frac{Q_0 X}{EI_1}, \quad (4)$$

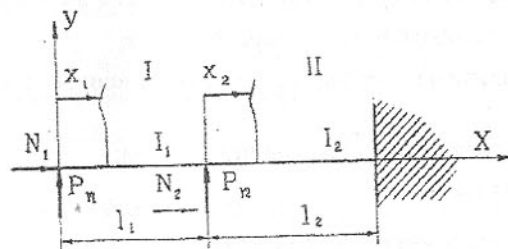
где $k_1 = \sqrt{N_1 / EI_1}$.

Наиболее простым методом определения упругих перемещений оси инструмента при действии осевой и радиальных неуравновешенных сил, векторы которых совершают вращательное движение вместе с инструментом, является метод начальных параметров. Этот метод хорошо разработан авторами работ [4, 5].

Уравнение (4) представляет собой неоднородное линейное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами, которое решается в два этапа: нахождение общего решения (без правой части) и нахождение частного решения [6,7].



а)



б)

Рис. 1. Расчетная схема для определения упругих перемещений оси сверла и его угла поворота:

- а - распределение сил, действующих на сверло;
б - идеализированная расчетная схема.

Интеграл уравнения (4) можно представить в виде

$$\bar{Y} = A_1 \sin k_1 x + B_1 \cos k_1 x + Y, \quad (5)$$

где $\bar{Y}$ - частный интеграл,

A_1, B_1 - постоянные интегрирования общего решения уравнения (4).

Частный интеграл $\bar{Y}$ ищем в виде линейной функции, аналогично правой части дифференциального уравнения, т. е.

$$\bar{Y} = C_1 + D_1 x. \quad (6)$$

Для нахождения постоянных C_1, D_1 подставим значения частного интеграла $\bar{Y}$ (6) в дифференциальное уравнение (4), тогда

$$k_1^2 C_1 + k_1^2 D_1 x = \frac{M_0 + Ny_0}{EI_1} + \frac{Q_0 x}{EI_1}. \quad (7)$$

Из уравнения (7), приравнявая коэффициенты при x с одинаковыми степенями, найдем

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{M_0}{EI_1 k_1^2} + \frac{N_1}{EI_1 k_1^2} = \frac{M_0}{N_1} + y_0; \\ D_1 &= \frac{Q_0}{EI_1 k_1^2} = \frac{Q_0}{N_1}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Тогда, используя граничные условия, что перемещения конца первой ступени равны перемещениям в начале второй ступени, получим уравнение прогиба в начале координат

$$y_0 = \frac{P_1}{k^3 EIB_1} (B_2 A_1 - B_1 A_2) + \frac{P_2}{k^3 EIB_1} (B_3 A_1 - B_1 A_3), \quad (9)$$

$$\text{где } A_1 = \sin \lambda + \frac{\cos \lambda \sin \lambda}{\alpha} + \frac{\sin \lambda (1 - \cos \lambda)}{\alpha^2 \beta} - \frac{\cos \lambda (\alpha \gamma \lambda - \sin \alpha \gamma \lambda)}{\alpha^3 \beta};$$

$$A_2 = \lambda - \sin \lambda + \frac{\sin \alpha \gamma \lambda (1 - \cos \lambda)}{\alpha^2 \beta} + \frac{\cos \lambda (\alpha \gamma \lambda - \sin \alpha \gamma \lambda)}{\alpha^3 \beta};$$

$$A_3 = \frac{(\alpha \gamma \lambda - \sin \alpha \gamma \lambda)}{\alpha^3 \beta}.$$

Значение угла поворота оси комбинированного инструмента в начале координат второго начального параметра будет иметь вид

$$\Theta_0 = -\frac{1}{k^2 EIB_1} (P_1 B_2 + P_2 B_3), \quad (10)$$

$$\text{где } B_1 = \cos \lambda \cos \alpha \gamma \lambda - \frac{\sin \lambda \sin \alpha \gamma \lambda}{\alpha \beta} - \frac{\cos \lambda (1 - \cos \alpha \gamma \lambda)}{\alpha^2 \beta};$$

$$B_2 = \cos \alpha \gamma \lambda (1 - \cos \lambda) - \frac{\sin \lambda \sin \alpha \gamma \lambda}{\alpha \beta} + \frac{\cos \lambda (1 - \cos \alpha \gamma \lambda)}{\alpha^2 \beta};$$

$$B_3 = \frac{(1 - \cos \alpha \gamma \lambda)}{\alpha^2 \beta}.$$

Численный анализ упругих перемещений инструмента (9) показал, что основное влияние на точность обработки оказывают неуравновешенные радиальные силы, вызванные погрешностями заточки. Погрешность от 0,025 до 0,012 мм вызывает величину прогиба от 0,0025 до 0,19 мм. В то время как увеличение подачи от 0,05 до 0,25 мм/об практически не оказывает влияния на прогиб. Этот вывод является наиболее важным, так как позволяет управлять точностью обработки за счет повышения качества заточки, например, уменьшения биения главных режущих кромок, их несимметричности и т.д.

Анализ уравнения (10), характеризующего угол поворота оси ступенчатого сверла, показал, что наличие погрешностей заточки больше нормативных вызывает поворот оси сверла, а это приводит к увеличению разбивки отверстий.

Список литературы: 1. Медведев Д. Д. Автоматизированное управление процессом обработки резанием. - М.: Машиностроение, 1980 - 143 с. 2. Холмогорцев Ю. П. Оптимизация процессов обработки отверстий. - М. Машиностроение, 1984 - 184 с. 3. Пономарев С. Д., Бидерман В. А., Макушин В. А. Расчеты на прочность в машиностроении.: в 3-х т. - М. Машгиз, 1959, т. 3 - 118 с. 4. Шевченко Ф. Л. Механика упругих деформаций систем. Часть 1 - К.: ИСИО, 1993. - 272 с. 5. Сопротивление материалов. Учебник для ВУЗов / Под общ. ред. Г. С. Писаренко. - Киев.: Вища школа. Головное изд-во, 1979. 6. Слободская В. А. Краткий курс высшей математики. - М.: Высш. Школа, 1969. - 544 с. 7. Филчаков. Справочник по высшей математике. - Киев: Наукова думка, 1974. - 744 с.

СТРУКТУРИРОВАНИЕ МОДУЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Матвиенко А.В., Михайлов А.Н., Доронин Д.И.
(ДонГАСА, ДонГТУ, г. Макеевка, г. Донецк Украина)

Разнообразие применяемых изделий в машиностроении требует гибкости построения их технологических процессов (ТП) изготовления с использованием методов автоматизированного проектирования. Наряду с существующими формами организации ТП (единичная, типовая, групповая) [1] наиболее перспективной является модульная технология [2], основанная на систематизации и унификации поверхностей (модулей поверх-

ностей) и соединений (модулей соединений) изделий. Такой принцип построения ТП позволяет объединить в себе все существующие формы организации ТП и обеспечить гибкость при переходе от одного типа производства к другому.

Дальнейшее развитие модульного принципа построения ТП может быть основано на представлении изделия в виде модулей конструкций (МК), которые характеризуются определенными поверхностями и отношениями между ними, а также на систематизации методов получения поверхностей.

Любое изделие может быть представлено в виде множества МК, объединенных определенным образом. На рис.1 представлены различные изделия, состоящие из различного количества МК, которые в пределах одного изделия отличаются либо формой либо геометрическими параметрами.

Каждый МК состоит из определенного набора поверхностей, которые характеризуются типом поверхности, видом поверхности и видом профиля на этой поверхности. Тогда, имеем множество:

- типов поверхностей

$$A = \{a_1, a_2, \dots, a_i\},$$

где A - множество типов поверхностей;

a_k - k-й тип поверхности (например, цилиндрическая, коническая, плоскость и т.д.),

- видов поверхностей

$$B = \{b_1, b_2, b_3, b_4\},$$

где B - множество видов поверхностей;

b_1, b_2, b_3, b_4 - наружная, внутренняя, охватываемая, охватывающая поверхности соответственно,

- видов профилей

$$C = \{c_1, c_2, \dots, c_n\},$$

где C - множество видов профилей;

c_n - n-й вид профиля (например, винтовой, шлицевый, зубчатый и т.д.).

Упорядочив элементы множеств A, B и C, получим множество различных поверхностей:

$$P = A \times B \times C = \{(a_1, b_1, c_1), (a_1, b_1, c_2), \dots, (a_k, b_\xi, c_n), \dots, (a_i, b_j, c_r)\} = \{p_1, p_2, \dots, p_q\},$$

где P - множество поверхностей;

(a_k, b_ξ, c_n) - элемент (поверхность) множества P, характеризующий поверхность a_k -м типом, b_ξ -м видом и c_n -м профилем;

p - элемент (поверхность) множества P, соответствующий определенному кортежу (a_k, b_ξ, c_n) .

Часть элементов множества P приобретают пустое значение.

Как отмечалось выше, каждый МК изделия состоит из набора поверх-

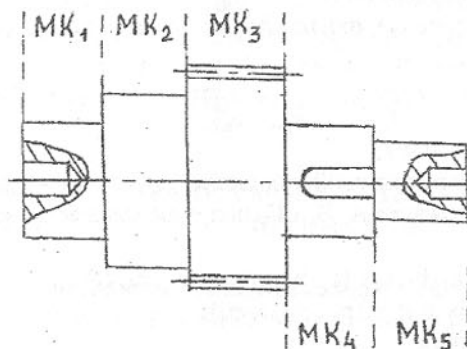
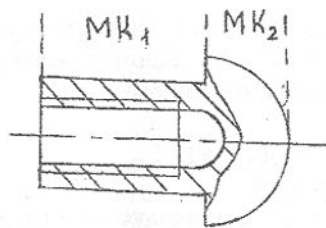
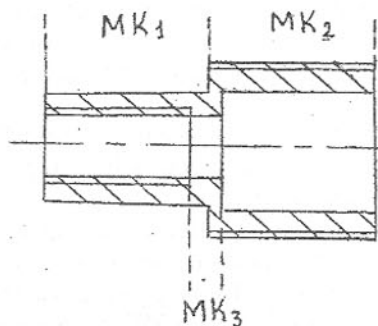


Рис.1. Схемы изделий, представленных модулями конструкции.

ностей, поэтому можно записать:

$$MK_j = \bigwedge_{i=1}^z (a_k, b_{\xi}, c_n)_i = \bigwedge_{i=1}^z (p_e)_i$$

где MK_j - j-й МК изделия;

z - количество поверхностей j-го МК;

$\wedge$ - знак логического произведения ("и").

Тогда, конструкция изделия (КИ) может быть представлена следующим выражением:

$$КИ = \bigcup_{j=1}^t MK_j = \bigcup_{j=1}^t \left[\bigwedge_{i=1}^z (a_k, b_{\xi}, c_n)_i \right] = \bigcup_{j=1}^t \left[\bigwedge_{i=1}^z (p_e)_i \right]$$

где $\bigcup$ - знак объединения;

t - количество МК в изделии.

Изготовление любого изделия связано с технологическим воздействием на него средств обработки. Технологическое воздействие может характеризоваться способом, видом и характером. Тогда, имеем множество:

- способов технологического воздействия

$$S = \{s_1, s_2, s_3, s_4\},$$

где S - множество технологических воздействий;

s_1, s_2, s_3, s_4 - способы технологического воздействия соответственно точкой, линией, поверхностью и объемное.

- видов технологического воздействия

$$W = \{w_1, w_2, \dots, w_n\},$$

где W - множество видов технологического воздействия;

w - вид технологического воздействия (например, постоянное, циклическое, ультразвуковое и т.д.);

- характеров технологического воздействия

$$T = \{t_1, t_2, t_3, t_4\},$$

где T - множество характеров технологического воздействия;

t_1, t_2, t_3, t_4 - характер технологического воздействия соответственно в радиальном, осевом, тангенциальном и комбинированном направлениях.

Упорядочив элементы множеств S, W и T , получим множество технологических воздействий:

$$F = S \times W \times T = \{(s_1, w_1, t_1), (s_1, w_1, t_2), \dots,$$

$$(s_i, w_k, t_m), \dots, (s_4, w_n, t_4)\} = \{f_1, f_2, \dots, f_p\},$$

где F - множество технологических воздействий;

(s_i, w_k, t_m) - элемент (технологическое воздействие) множества F , характеризующий технологическое воздействие s_i -м способом, w_k -м видом и t_m -м характером;

f - элемент множества F , соответствующий определенному кортежу (s_i, w_k, t_m) .

Кроме того, любой элемент множества F может рассматриваться как подмножество этого множества. Например, технологическое воздействие, характеризующееся точечным постоянным в радиальном направлении воздействием, может реализовываться различными методами: прокалывание,

фрикционная резка клинообразным инструментом и т.д. Тогда, имеем топологическое пространство (F, V) , где V - система подмножеств f множества F и элементами подмножеств f являются методы технологического воздействия.

В общем случае, между поверхностями изделия и технологическими воздействиями существует функциональное отношение, которое всюду определено на множестве поверхностей и область определения этого отношения совпадает с множеством поверхностей. Поэтому, процесс образования поверхностей можно записать как отображение, действующее из множества технологических воздействий в множество поверхностей:

$$\varphi: F \rightarrow P \quad (1)$$

где φ - отображение, действующее из множества F в множество P .

В этом случае, выражение (1) будет описывать сюръективное отображение, т.к. любой элемент из множества P есть образ, по крайней мере, одного элемента из множества F .

Если рассматривать процесс образования различных поверхностей, то отображение будет инъективным, т.к. различные поверхности будут являться различными образами элементов множества F (например, резка на наружной цилиндрической поверхности и внутренняя шлицевая поверхность образуются различными технологическими воздействиями):

$$\varphi: F_i \rightarrow P_i,$$

$$\varphi: F_j \rightarrow P_j,$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\varphi: F_k \rightarrow P_k.$$

Кроме того, элемент из множества P может быть образом не одного, а нескольких элементов из множества F (например, образование наружной цилиндрической поверхности может осуществляться точением, шлифованием, штамповкой и т.д.). В этом случае, совокупность всех элементов из множества F , образом которых является элемент из множества P , будут образовывать полный прообраз элемента из множества P :

$$\varphi^{-1}(p_i) = \{f_j, f_k, \dots, f_l\}.$$

Тогда, множество F может быть разбито на классы, в котором каждый элемент имеет один образ из множества P . В итоге приходим к некоторому разбиению множества F на непересекающиеся подмножества f , каждое из которых характеризуется соответствующим ему образом в множестве P и является классом эквивалентности.

Выбор метода или методов образования (элемента или элементов из подмножества (класса эквивалентности) множества F) конкретной поверхности МК изделия осуществляется управляющей переменной, в качестве которой выступают требования по точности, шероховатости, производительности и др. к этой поверхности. Кроме того, целесообразно установить

пространственные связи (отношения) между МК изделия и их поверхностями. Установлено, что пространственные отношения между МК и (или) их поверхностями могут быть двух типов: 1 - связь отсутствует, т.е. МК и (или) их поверхности не имеют общих поверхностей, линий или точек и 2 - МК и (или) их поверхности имеют общие или поверхности и (или) линии и (или) точки. Определение таких отношений позволяет определить специфичность конструкции изделия и использовать совмещения методов образования поверхностей различных МК, что упрощает структурирование ТП за счет типизации технологических решений.

Таким образом, установив методы образования поверхностей МК изделия и пространственные отношения между МК и их поверхностями, можно определить структуру ТП. Структура ТП может быть задана как множество упорядоченных пар (поверхность - технологическое воздействие), между которыми установлены функциональные отношения. Математическая модель структуры ТП будет описываться выражением:

$$Str_m = \{P, F\} = \bigvee_{i,j}^{n,k} [\bigwedge_{i,j}^{n,k} (p_i, f_j)],$$

где $\vee$ - знак логического сложения ("или").

На рис.2 представлена схема структурирования модульных ТП изготовления изделия.

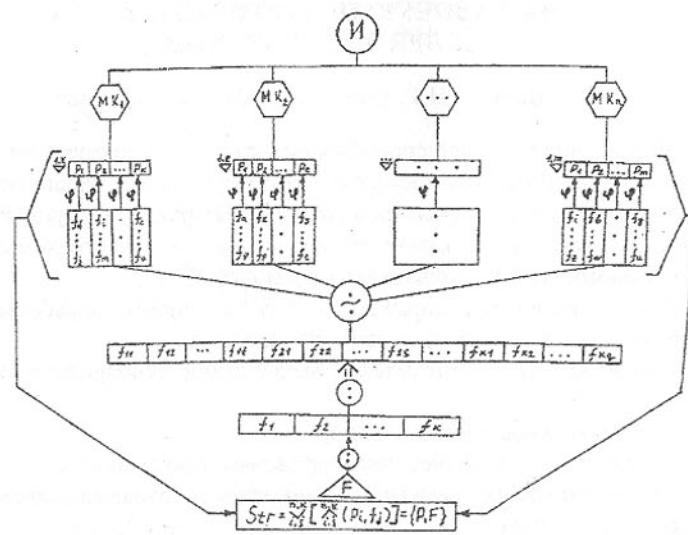


Рис.2. Схема структурирования модульных технологических процессов

На рисунке приняты следующие обозначения: И - изделие; ($f_d \dots f_j$) - класс эквивалентности, f_{kq} - q-й метод k-го технологического воздействия; $\odot$ - знак декомпозиции; $\ominus$ - знак разбиения множества F на классы эквивалентности; $\dot{\vee}$ - знак управляющей переменной выбора метода (методов) образования поверхностей МК; $\langle \dots \rangle$ - блок определения отношений между МК и поверхностями изделия и выбора метода (методов) образования поверхностей по управляющим переменным.

Таким образом, разработанная методика структурирования модульных ТП учитывает специфику конкретного изделия, использует принципы типизации на уровне блоков технологического воздействия, МК и поверхностей, решает задачу организации партий из разных деталей с общими МК, что позволяет сократить трудоемкость технологической подготовки производства и повысить его эффективность.

Список литературы: 1. Балакишин Б.С. Основы технологии машиностроения. - М.: Машиностроение, 1969 - 559 с. 2. Базров Б.М. Новый тип технологии - модульная технология // Прогрессивные технологии машиностроения и современность. Сб. Трудов междунаро. науч.-технич. конференции - Донецк: ДГТУ, 1997 - с. 20-21.

СПОСОБЫ УПРАВЛЯЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ КРУГА ПРИ ШЛИФОВАНИИ

Матюха П.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Управление режущей способностью круга - это процесс дозированных управляющих воздействий на рабочую поверхность с целью поддержания в заданных пределах параметров рабочей поверхности круга (РПК) и стабилизации выходных показателей шлифования, осуществляемый одновременно с обработкой изготавливаемых деталей.

Для стабилизации параметров РПК во время обработки способы управляющих воздействий должны обеспечивать:

- возможность осуществления воздействий непосредственно на связку;
- избирательность воздействий;
- дискретность воздействий во времени и пространстве;
- возможность совмещения во времени управляющих воздействий и обработки заготовки.

Выполнение первого требования позволяет исключить либо ослабить дополнительные силовые и термические воздействия на алмазное зерно и

тем самым увеличить продолжительность его работы. При выполнении второго создаются условия для формирования заданной формы круга с требуемой точностью, третьего - обеспечивается хорошая управляемость процессом. Совмещение процессов шлифования и управляющих воздействий увеличивает производительность и качество изделий, обеспечивает стабилизацию выходных показателей шлифования.

Рассмотрим, насколько отвечают предъявляемым требованиям способы воздействий на РПК свободным абразивом, электрохимический и электроэрозионный способы.

Управление параметрами РПК свободным абразивом (рис.1) [1] осуществляется с помощью притира, расположенного в автономной зоне рабочей поверхности круга 3, через отверстие которого подается суспензия со свободным абразивом 1. Шлифование заготовки 2 выполняется одновременно с управляющими воздействиями.

При управлении параметрами РПК с помощью свободного абразива осуществляется одновременное силовое воздействие на связку и алмазные зерна. Это обусловлено тем, что траектория перемещения абразивного зерна при нахождении его в зазоре между притиром и рабочей поверхностью круга 3 определяется взаимодействием свободного абразивного и закрепленного в связке алмазного зерен.

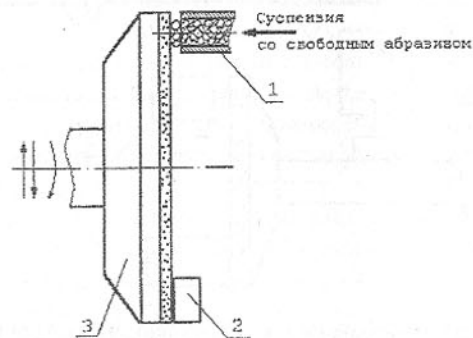


Рис. 1. Схема управления параметрами РПК с помощью свободного абразива

Процесс обладает избирательностью, так как полезную работу по удалению связки выполняют лишь те зерна, которые попали в зазор между связкой и притиром, величина которого меньше размера зерна свободного абразива, т.е. удаление связки происходит на участках с наименьшим выступанием алмазных зерен из связки.

Дискретность процесса во времени обеспечивается количеством зерен свободного абразива, поступающих в зазор, а в пространстве - размерами зерен свободного абразива и величиной зазора между поверхностью притира и РПК.

Способ обладает высокой производительностью удаления связи, способствует улучшению закрепления зерен в связке за счет уплотнения связки в межзеренном пространстве и образования "подпорки" из связки за алмазным зерном, может применяться для управления параметрами рабочей поверхности кругов на любых связках. Вместе с тем способ применим лишь для кругов с простой формой рабочей поверхности, требует применения устройств, обладающих высокой жесткостью (в противном случае не удаляется макропогрешность РПК), может вызвать дополнительное загрязнение обработанной поверхности детали зернами свободного абразива.

При электрохимическом способе управляющих воздействий происходит электролитическое растворение и электроэрозионное разрушение связки, что обеспечивает постоянную величину выступания зерен из связки.

Схема, реализующая подвод технологического тока в автономную зону (рис. 2) [2] с помощью катода 1, позволяет осуществлять алмазное шлифование заготовки 2 и непрерывное электрохимическое управление параметрами режущего рельефа круга 3. Подвод технологического тока к кругу осуществляется через токосъемник 4.

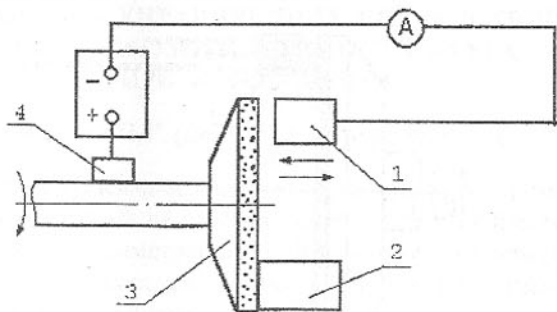


Рис. 2. Схема шлифования с управлением режущим рельефом круга в автономной зоне электро-физикохимическим воздействием [2]

Электрохимический способ позволяет осуществлять управляющие воздействия непосредственно на токопроводящую связку при минимуме дополнительных силовых и термических нагрузок на алмазное зерно, однако характеризуется низкой избирательностью (что не позволяет получить вы-

сокую точность профиля), а также не обладает дискретностью во времени и пространстве.

Управление параметрами РПК при электрохимическом шлифовании с обратной полярностью, когда круг является анодом, а заготовка - катодом, малоэффективно, так как окисная пленка, возникающая на поверхности связки круга, препятствует ее дальнейшему растворению [4]. Использование электрических разрядов для управления параметрами РПК при электрохимическом шлифовании с прямой полярностью (круг - катод, деталь - анод) также не позволяет достигнуть приемлемых результатов, так как электрические разряды носят неупорядоченный характер. Кроме того, управление интенсивностью электроэрозионных явлений при электрохимическом шлифовании практически невозможно, поскольку электрические параметры процесса устанавливают исходя из закономерностей анодного растворения обрабатываемого материала [5].

В силу отмеченных особенностей управление параметрами РПК с использованием электро-физикохимических воздействий осуществляется подводом электрической энергии в автономную зону либо комбинированно, а управляемость процесса удаления связки улучшается с помощью раздельного независимого воздействия на отдельные участки поверхности круга [6].

Основным недостатком электрохимического способа управляющих воздействий является необходимость использования электролитов, обладающих высокой коррозионной активностью, что требует применения специальных способов защиты от коррозии деталей и узлов шлифовального станка. Кроме того, пассивирующие свойства электролитов снижают производительность удаления связки, а применение механических депассиваторов для повышения производительности увеличивает дополнительную нагрузку на зерна круга.

В процессе электроэрозионного управления режущей способностью круга (рис. 3) [3] положительный полюс источника технологического тока 3 подключают к шлифовальному кругу 2, а отрицательный - к автономному электроду-инструменту (ЭИ) 4. В зону обработки детали 1 подают обычную шлифовальную смазочно-охлаждающую жидкость.

При управлении параметрами РПК электроэрозионным способом обеспечивается непосредственное воздействие на токопроводящую связку, а дополнительные силовые воздействия на зерно могут быть исключены полностью. Термические воздействия на алмазные зерна возможны как при прохождении электрического разряда непосредственно вблизи алмазного зерна, так и при использовании зерен алмазов, обладающих электропроводностью.

Прохождение электрических разрядов характеризуется избирательно

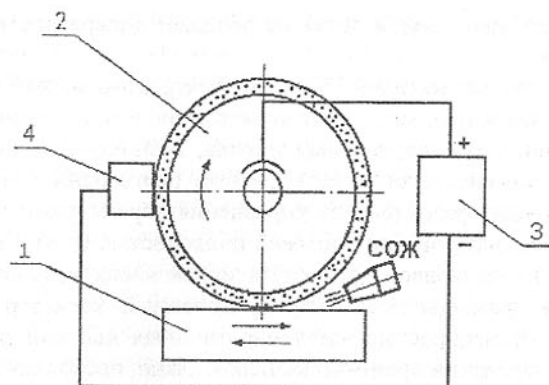


Рис. 3. Схема шлифования с управлением режущей способностью круга в автономной зоне электроэрозионным способом [3]

стью, так как инициирование разряда происходит, как правило, либо в результате контактирования неровностей поверхностей ЭИ и связки, либо прерывания межэлектродного промежутка (МЭП) стружками, либо пробоя МЭП, заполненного диэлектриком, в местах, где электрическое поле имеет наибольшую напряженность, то есть в местах наиболее близко расположенных участков ЭИ и связки.

Дискретность процесса во времени обусловлена использованием импульсных источников технологического тока, а при использовании источников постоянного тока - дискретностью стружечных замыканий либо прерывистостью контакта микронеровностей перемещающихся друг относительно друга поверхностей ЭИ и РПК. Дискретность в пространстве обеспечивается зависимостью объемов связки, удаляемых единичными импульсами, от мощности единичных импульсов. В связи с этим процесс воздействия на параметры РПК с помощью электрических разрядов обладает хорошей управляемостью и позволяет варьировать в широких пределах производительность удаления связки. Применение в процессе электроэрозионных воздействий на РПК в качестве рабочей среды обычно используемых при шлифовании СОЖ (водных растворов кальцинированной соды) наделяет способ дополнительным преимуществом.

Достоинства управления параметрами РПК электроэрозионным способом, заключающиеся в возможности воздействия непосредственно на токопроводящую связку, высокой избирательности и управляемости процессом, наличии серийно выпускаемого оборудования и источников технологического тока, а при их отсутствии - в простоте модернизации шлифовальных станков, использовании в качестве рабочей среды обычно при-

меняемых при шлифовании СОЖ, позволяют рекомендовать электроэрозионный способ для управления параметрами РПК при шлифовании.

Список литературы: 1. А.с. 967784 СССР, МКИ В 24 В 53/00. Способ правки шлифовального инструмента свободным абразивом/ Бурмистров В.В. - Опубл. 1982. - Бюл. № 39. 2. Грабченко А.И., Пыжов И.Н., Доброскок В.Л. Схемы непрерывного управления рельефом кругов в процессе алмазного шлифования// Резание и инструмент. - Харьков: Вища школа. - 1986. - Вып. 35. - С. 57 - 63. 3. Гродзинский Э.Я., Голубев И.В., Крапивко А.Т. Управление режущей способностью алмазных кругов с помощью электрических разрядов// Станки и инструмент. - 1982. - № 6. - С. 57 - 63. 4. Электроалмазное шлифование/ Студенский Е.П., Богатырев В.И., Кадышев Н.Г. - М.: Машиностроение, 1971. - 81 с. 5. Голубев И.В. Круглое наружное шлифование со стабилизацией режущей способности токопроводящего инструмента электрическими разрядами: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - М., 1985. - 16 с. 6. Грабченко А.П. Научные основы алмазного шлифования сверхтвердых поликристаллических материалов: Дис. в форме науч. доклада ... докт. техн. наук. - Харьков, 1995. - 59 с.

ВЛИЯНИЕ ВРЕМЕНИ ОБРАБОТКИ НА ГЛУБИНУ АЛМАЗНОГО ШЛИФОВАНИЯ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ

Матюха П.Г., Полтавец В.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Обработка конструкционных материалов шлифованием может выполняться по двум схемам: жесткой и упругой. При шлифовании по жесткой схеме, по которой работает большинство шлифовальных станков, условия, например, плоского шлифования задаются следующими входными параметрами:

- скоростью круга v , м/с;
- продольной скоростью стола d , м/мин;
- поперечной подачей S_n , мм/ход;
- глубиной шлифования t , мм,

которые поддерживаются постоянными в течение всего периода обработки. При этом изменение во времени τ параметров рабочей поверхности круга (РПК) приводит к увеличению составляющих сил резания по некоторой зависимости $P_z, P_y = f(\tau)$.

Для обеспечения требуемого качества шлифованной поверхности силы резания не должны превышать некоторого критического значения, определяемого, например, условиями предотвращения образования прижогов:

$$P_z \leq P_{z\text{кр}}; P_y \leq P_{y\text{кр}}. \quad (1)$$

Выполнение условий (1) является сложной технологической задачей, что связано с недостаточной степенью детерминированности процесса шлифования по жесткой схеме. По сравнению с обычной обработкой по жесткой схеме, шлифование по упругой схеме, по мнению Л.А.Глейзера, представляет собой достаточно устойчивый процесс, обладающий большей степенью детерминированности [1].

Стабильность выходных технологических показателей качества обработки по упругой схеме может быть обеспечена путем поддержания постоянной радиальной силы прижима шлифовального круга к детали P_y [1]. При этом потеря со временем режущих свойств РПК проявляется через изменение глубины шлифования, в связи с чем характер зависимости глубины шлифования от времени является одним из существенных факторов при определении производительности и себестоимости обработки с управлением параметрами РПК по упругой схеме и, в конечном счете, при назначении режимов шлифования и управляющих воздействий.

Определим закон изменения во времени t фактической глубины шлифования t_f при обработке по упругой схеме с постоянной радиальной силой P_y .

Допустимое значение параметра обработки P_y , соответствующее условиям (1), установим исходя из критической температуры κ_p , выше которой происходят фазово-структурные изменения в обрабатываемом материале, в предположении, что процесс теплообмена стационарный. Максимальная температура обработанной поверхности связана с значением тангенциальной силы P_z соотношением [2]

$$P_z = \frac{4a \cdot 60V_{\kappa} \sqrt{H} \cdot P_y}{\lambda V_{\partial} S \sqrt{\pi}}, \quad (2)$$

где a , λ - соответственно коэффициенты температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$, и теплопроводности, $\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$, обрабатываемого материала;

H - безразмерная полуширина источника тепла;

S - площадь зоны контакта детали со шлифовальным кругом, мм^2 .

Радиальная сила P_y может быть выражена через тангенциальную с помощью коэффициента шлифования $K_{ш}$:

$$P_z = P_y \cdot K_{ш}. \quad (3)$$

Силы резания при упругой схеме шлифования определим по формулам для жесткой схемы обработки, предполагая, что влияние режимов шлифования на силы резания при обработке по кинематически аналогичным жесткой и упругой схемам идентично. Формулы для расчета P_z и P_y имеют вид [3]:

$$P_z = \frac{\left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \cos \omega}{\sin \beta} + K \dot{\kappa} M \mu \dot{\kappa} \right) z_p b C}{1 + \left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \cos \omega}{\sin \beta} + K \dot{\kappa} M \mu \dot{\kappa} \right) z_p b \alpha \frac{4a \cdot 60V_b \sqrt{H}}{\lambda V_{\partial} S \sqrt{\pi}}}; \quad (4)$$

$$P_y = \left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \sin \omega}{\sin \beta} + K \dot{\kappa} M \dot{\kappa} \right) z_p b \left(C - \alpha \frac{4a \cdot 60V_b \sqrt{H}}{\lambda V_{\partial} S \sqrt{\pi}} P_z \right), \quad (5)$$

где M - коэффициент, определяемый по формуле $M = 1 + 2(\pi/4 - \beta)$;

a_z - максимальная толщина среза, мм;

β , ω - соответственно угол сдвига и угол действия;

K_z - коэффициент, учитывающий закон распределения нормальных напряжений на поверхности контакта абразивного зерна с деталью;

μ - коэффициент трения абразивного зерна на обрабатываемом материале;

l_s - величина площадки контакта зерна, мкм;

b - ширина единичного среза, мм;

z_p - количество одновременно контактирующих с деталью зерен;

α - начальная ордината и коэффициент в линейной зависимости, отражающей влияние температурно-скоростных факторов на величину касательных напряжений: $\tau_s = C - \alpha T$;

T - температура поверхности обрабатываемого материала, К.

После подстановки (5) в (3), а затем в (2), получим формулу для определения температуры поверхности обрабатываемого материала:

$$T = \frac{\left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \sin \omega}{\sin \beta} + K \dot{\kappa} M \dot{\kappa} \right) z_p b C \frac{4a \cdot 60V_b \sqrt{H}}{\lambda V_{\partial} S \sqrt{\pi}} K_{ш}}{1 + \left(\frac{\sqrt{1+M^2} a_z \sin \omega}{\sin \beta} + K \dot{\kappa} M \dot{\kappa} \right) z_p b \alpha \frac{4a \cdot 60V_b \sqrt{H}}{\lambda V_{\partial} S \sqrt{\pi}} K_{ш}}. \quad (6)$$

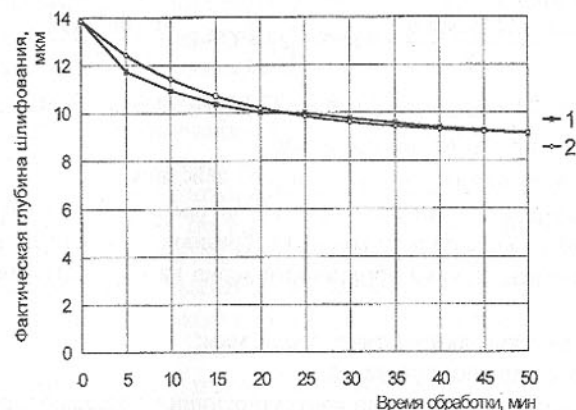
Условие бесприжоговой обработки может быть выражено неравенством $0,98T_{\kappa p} < T < 1,00T_{\kappa p}$. (7)

Для решения неравенства (7) с учетом (6) была составлена программа для ПЭВМ, с помощью которой пошаговым методом определена исходная глубина шлифования $t_{исх}$ и допустимое значение радиальной составляющей $[P_y]$ для условий плоского врезного алмазного шлифования быстрорежущей стали Р6М5Ф3 кругом 1А1 250×76×15×5 АС6-100/80-4-М1, параметры рельефа которого были сформированы в процессе электроэрозионной правки. Режимы обработки: $\kappa=35$ м/с, $\partial=6$ м/мин. Физико-

механические свойства стали Р6М5Ф3: $\alpha=4,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\lambda=19,5$ Вт/м·К, $\kappa_p=815$ К.

Далее для различных отрезков времени пошаговым методом рассчитывали фактическую глубину шлифования $t\phi$ (рис.1), при которой выполняется неравенство

$$0,98[P_y] < P_y < 1,00[P_y].$$



1 - расчетные значения

2 - значения, определенные по уравнению регрессии

Рис.1. Изменение фактической глубины плоского шлифования при обработке с постоянной силой P_y стали Р6М5Ф3 кругом 1А1 250×76×15×5 АС6-100/80-4-М1

Для описания влияния времени обработки на глубину шлифования использовали выражение вида

$$t\phi = t_{уст} + \Delta t \exp(\alpha \tau), \quad (8)$$

где $t_{уст}$ - установившаяся глубина шлифования;

$t_{исх}$ - исходная глубина шлифования рельефом, сформированным после электроэрозионной правки;

$\Delta t = t_{исх} - t_{уст}$ - амплитуда снижения глубины;

α - эмпирический коэффициент.

Полученное методом наименьших квадратов [4] уравнение регрессии, соответствующее зависимости (8), для указанных условий шлифования имеет вид

$$t\phi = 9 + 4,875 \exp(-0,07 \tau). \quad (9)$$

Таким образом, наличие уравнения (9) позволяет определить количество сошлифованного материала при обработке по упругой схеме и выполнить расчеты себестоимости обработки в любой момент времени. По

минимальному значению себестоимости находятся оптимальные режимы шлифования с управлением параметрами РПК электроэрозионным способом.

Список литературы: 1. Глейзер Л.А. О сущности процесса круглого шлифования// Вопросы точности в технологии машиностроения. - М.: Машгиз, 1959. - С. 5 - 24. 2. Сипайлов В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности. - М.: Машиностроение, 1978. - 167 с. 3. Матюха П.Г. Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. - Харьков, 1996. - 48 с. 4. Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1968. - 288 с.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ПОТОЧНО-ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Михайлов А.Н., Ищенко А.Л., Седиков Р.С.
(ДонГУ, г. Донецк, Украина)

Поточно-пространственная технологическая система (ППТС) представляет собой совокупность технологических, транспортных, энергетических и информационных машин и аппаратов, выполняющих во времени и в пространстве логические алгоритмы технологических функций процесса. Она имеет сложную и многообразную иерархическую структуру подсистем и элементов, их организацию и порядок построения [1,2]. При этом ППТС относится к технологическим системам высокой и сверхвысокой производительности [2], повышение эффективности которых выполняется за счет увеличения количества технологических элементов.

Выполненные исследования [2] позволили установить, что при значительном увеличении количества технологических элементов ППТС резко уменьшается вероятность сохранения ее полной производительности. При этом определено, что увеличение вероятности сохранения полной производительности можно выполнить за счет увеличения вероятности безотказной работы элементов ППТС, что в ряде случаев экономически не целесообразно. В связи с этим, при проектировании и эксплуатации ППТС необходимо использовать метод сохранения производительности не менее заданной [3].

При реализации этого метода целесообразно ППТС не останавливать после первого отказа элементов, а продолжать работу до появления нескольких отказов, составляющих 1 - 3 % от общего числа элементов ППТС [2]. Это дает возможность сохранить производительность технологической системы не менее заданной Π , с требуемой надежностью всей ППТС и позволяет создавать технологические системы с большим числом технологических элементов.

Выражение для определения действительной производительности i -го поточно-пространственного технологического модуля (ППТМ) в ППТС будет следующее [2]:

$$\Pi_{gi} = \Pi_{ci} \left(1 - \frac{V_{iB}}{P \prod_{k=1} V_{ik}} \right), \quad (1)$$

где Π_{gi} - действительная производительность i -го ППТМ;

Π_{ci} - цикловая производительность i -го ППТМ;

V_{iB} - число отказывающих блоков технологического воздействия (БТВ);

V_{ik} - число БТВ в k -й подсистеме i -го ППТМ;

P - число подсистем i -го ППТМ.

Анализируя выражение (1), можно отметить, что при отказе БТВ действительная производительность уменьшается. На рис. 1 приведена зависимость действительной производительности от вероятности сохранения не менее заданной производительности i -го ППТМ для различных значений вероятностей безотказной работы БТВ. При этом в ряде случаев может оказаться, что действительная производительность Π_{gi} будет меньше заданной производительности Π_{ji} . В этом случае, ППТМ следует проектировать из расчета увеличенного количества БТВ таким образом чтобы на начальном этапе его эксплуатации выполнялось условие $\Pi_{goi} > \Pi_{ji}$, а на конечном этапе его эксплуатации выполнялось условие $\Pi_{goi} = \Pi_{ji}$. Это обеспечивает в рассматриваемом промежутке времени нормальную работу ППТМ, с производительностью не менее заданной. Поэтому при проектировании ППТМ необходимо корректировать действительную производительность, увеличивая количество БТВ. На основании этого общая структура i -го ППТМ в ППТС будет определяться по следующему выражению:

$$Str_{gi} = Str_i \cup Str_{oi},$$

где Str_{gi} - скорректированная структура i -го ППТМ;

Str_i - структура i -го ППТМ, обеспечивающая заданную производительность ППТС;

Str_{oi} - дополнительная структура i -го ППТМ.

Здесь:

$$Str_i = \{y_i, a_i\};$$

$$Str_{oi} = \{y_{oi}, a_{oi}\},$$

где y_i - часть множества технологических элементов или БТВ i -го ППТМ;

a_i - множество отношений на множестве y_i ;

y_{oi} - дополнительное множество технологических элементов i -го ППТМ;

a_{oi} - множество отношений на множестве y_{oi} .

Общая мощность множества технологических элементов y_i и y_{oi} в i -м ППТМ определяется формулой:

$$V_{gi} = V_i + V_{oi} = \prod_{k=1}^P V_{ik} + \prod_{k=1}^P V_{oik} = \prod_{k=1}^P V_{gik}, \quad (2)$$

где V_{gi} - общее скорректированное число БТВ в i -м ППТМ;

V_i - число БТВ i -го ППТМ, обеспечивающее заданную производительность технологической системы;

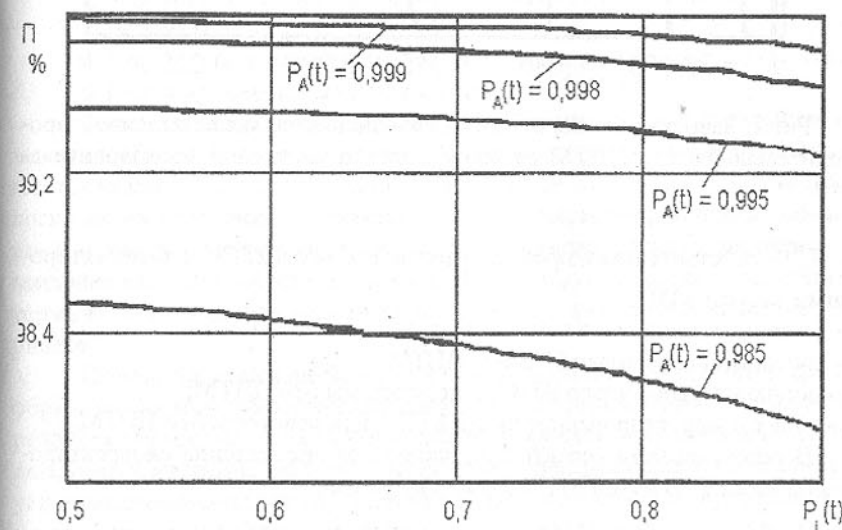


Рис.1. Зависимость действительной производительности от вероятности сохранения не менее заданной производительности i -го ППТМ.

Учитывая выражение (2), действительная производительность с скорректированным числом БТВ определяется на основании следующего выражения:

$$n_{gi}^o = \frac{\prod_{k=1}^P V_{gik} - V_{is}}{T_{oi}},$$

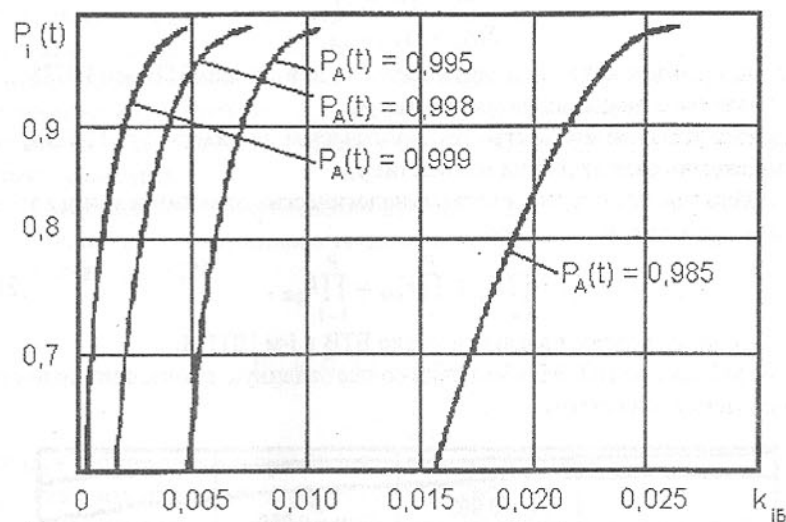


Рис.2. Зависимость вероятности сохранения не менее заданной производительности i -го ППТМ от коэффициента частичной производительности.

где P_{gi}^o - действительная производительность i -го ППТМ с скорректированным числом БТВ;

T_{yi} - длительность полного кинематического цикла;

V_{oi} - дополнительное число БТВ i -го ППТМ;

V_{oik} - дополнительное число БТВ k -й подсистемы i -го ППТМ;

V_{gik} - общее скорректированное число БТВ k -й подсистемы i -го ППТМ.

В вероятностном аспекте выражение для определения скорректированного числа БТВ в i -м ППТМ будет следующее:

$$V_{gi} = \prod_{k=1}^P V_{gik} = \frac{\prod_{k=1}^P V_{ik}}{1 - k_{ib}}, \quad (4)$$

где k_{ib} - коэффициент частичной производительности.

Подставляя (4) в (3) получим формулу для определения действительной производительности в вероятностном аспекте для скорректированного числа БТВ:

$$P_{gi}^o = \frac{P_{yi}}{1 - k_{ib}} \left[1 - \frac{V_{ib}(1 - k_{ib})}{\prod_{k=1}^P V_{ib}} \right].$$

Коэффициент частичной производительности может быть определен на основании графиков рис. 2 в зависимости от вероятности сохранения не менее заданной производительности i -го ППТМ, для четырех значений вероятности безотказной работы БТВ.

Кроме того для, обеспечения требуемой надежности ППТМ, на стадии проектирования ППТС могут применяться следующие мероприятия:

1. Увеличение прочности элементов ППТС.
2. Смягчение режимов технологического воздействия орудий и средств обработки на изделия.
3. Улучшение условий работы и качества ремонта элементов и подсистем ППТМ.
4. Упрощение кинематики движений элементов подсистем ППТМ.
5. Резервирование элементов и подсистем ППТМ.

Одной из актуальных проблем является увеличение прочности элементов ППТС при одновременном снижении их металлоемкости. Это решается за счет совершенствования конструкции элементов ППТС и технологии их изготовления, применения новых материалов, оптимизации микро- и макрогеометрии поверхностей, стабилизации формы и размеров, повышения износостойкости поверхностей трения, увеличения усталостной и термической стойкости элементов и подсистем, улучшения качества материалов.

Смягчение режимов технологического воздействия орудий и средств обработки на изделия может выполняться за счет некоторого "смягчения" режимов обработки, то есть уменьшения скоростей технологического воздействия. Смягчение режимов обработки изделия должно удовлетворять условию экономической окупаемости ППТС и не снижать производительность. Это может быть выполнено за счет преднамеренного увеличения числа БТВ во всех ППТМ.

Улучшение условий работы и качества ремонта элементов и подсистем ППТМ выполняется путем защиты поверхностей трения от абразивных частиц, загрязнений, совершенствования системы охлаждения и смазки, улучшения приработки, и т. п. Кроме того, важную роль играет повышение культуры эксплуатации и качества ремонта ППТС. Здесь могут быть использованы методы диагностики технического состояния элементов и подсистем ППТС.

Упрощение кинематики движений элементов, БТВ и подсистем ППТМ выполняется путем совмещения, разделения и исключения их отдельных функций. Однако это не должно влиять на основные свойства и преимущества ППТС. Поскольку кинематические характеристики целевых функций ППТС во многом определяется структурой технологического процесса, то упрощение кинематики движений ППТС связано в основном с изменением структуры технологических процессов, но также определяют структурой элементов и подсистем ППТС. Кроме того, упрощение кинематики движений может быть выполнено за счет совмещения рабочего движения с транспортным движением. Это дает возможность исключить привод рабочего движения и реализовать технологическое воздействие орудий и средств обработки на изделия в ППТМ только за счет транспортного движения.

При резервировании элементов, БТВ, подсистем и ППТМ применяются дополнительные средства и возможности для сохранения работоспособности ППТС в случае отказа одного из них.

Рассмотрим структурное резервирование элементов и подсистем ППТС, предусматривающее использование избыточных БТВ, их подсистем и ППТМ. Различные резервированные объекты отличаются один от другого реакцией на появление отказа. В связи с этим, в ППТС можно применять следующие методы резервирования:

1. Пассивное резервирование.
2. Активное резервирование - замещением.
3. Смешанное резервирование.

При пассивном резервировании производится преднамеренное увеличение БТВ в ППТМ на величину возможных отказов. Число БТВ в ППТМ в вероятностном аспекте определяется по формуле (4) с использованием графиков рис. 2. В этом случае, отказ одного или даже нескольких БТВ не влияет на работу ППТМ. При этом производительность ППТМ в рассматриваемом промежутке времени поддерживается не менее заданной. Причем БТВ в ППТМ соединены постоянно и перестроения структуры не происходит. Здесь, ППТМ как бы пассивно сопротивляется появлению отказов БТВ, функционирующих в ППТМ.

Так как при пассивном резервировании отказавшие БТВ не отключаются, то при создании ППТС с пассивным резервированием приходится учитывать различные последствия, к которым может привести отказ БТВ. Для исключения этого, в ППТС могут быть введены запоминающие устройства [2], обеспечивающие "запрет" на подачу изделия в струи с отказавшими БТВ.

При активном резервировании, при появлении отказа, структура объекта перестраивается и ППТС восстанавливает свою работоспособ-

ность. В ППТС это выполняется за счет вышедшего из строя элемента, БТВ, подсистем или ППТМ - резервным. В этом случае функции основного объекта передаются только после отказа основного объекта (элемента, БТВ, подсистемы, ППТМ).

В зависимости от числа резервированных объектов, для ППТМ могут быть следующие варианты активного резервирования:

1. Единичное резервирование.
2. Групповое резервирование.
3. Общее резервирование.

Единичное резервирование реализуется таким образом, что каждый отдельный БТВ в ППТМ имеет свои резервные БТВ и замещение вышедших из строя БТВ выполняется только этими БТВ. В этом случае, вероятность сохранения полной производительности i -го ППТМ определяется по следующей формуле:

$$P_i(t) = \left\{ 1 - [1 - P_A(t)]^{V_{ion}} \right\}_{k=1}^P \prod_{k=1}^P V_{ik},$$

где $P_i(t)$ - вероятность сохранения полной производительности i -го ППТМ при единичном резервировании;

V_{ion} - количество резервных БТВ на каждой позиции подсистемы 1-го класса.

На рис. 3 приведены графики зависимости вероятности безотказной работы i -го ППТМ от количества резервных БТВ на каждой позиции подсистем 1-го класса для различных надежностей БТВ. Анализируя эти графики, можно отметить, что применение одного резервного БТВ ($V_{ion}=2$) дает возможность резко увеличить вероятность безотказной работы ППТМ при значительном числе БТВ.

Групповое резервирование позволяет вести резервирование подсистем ППТМ и выполнить замещение одной или нескольких подсистем ППТМ. При замещении подсистем 1-го класса резервирование называется резервированием подсистем 1-го класса, при замещении подсистем 2-го класса - резервированием подсистем 2-го класса, при замещении подсистем M -го класса - резервированием подсистем M -го класса. Выражение для определения вероятности сохранения полной производительности i -го ППТМ будет следующее:

$$P_i''(t) = \left\{ 1 - \left[1 - P_A^{M \prod_{k=1}^M V_{ik}}(t) \right]^{V_{iMH}} \right\}_{k=M+1}^P \prod_{k=M+1}^P V_{ik},$$

где P_i'' - вероятность сохранения полной производительности i -го ППТМ при групповом резервировании подсистем;

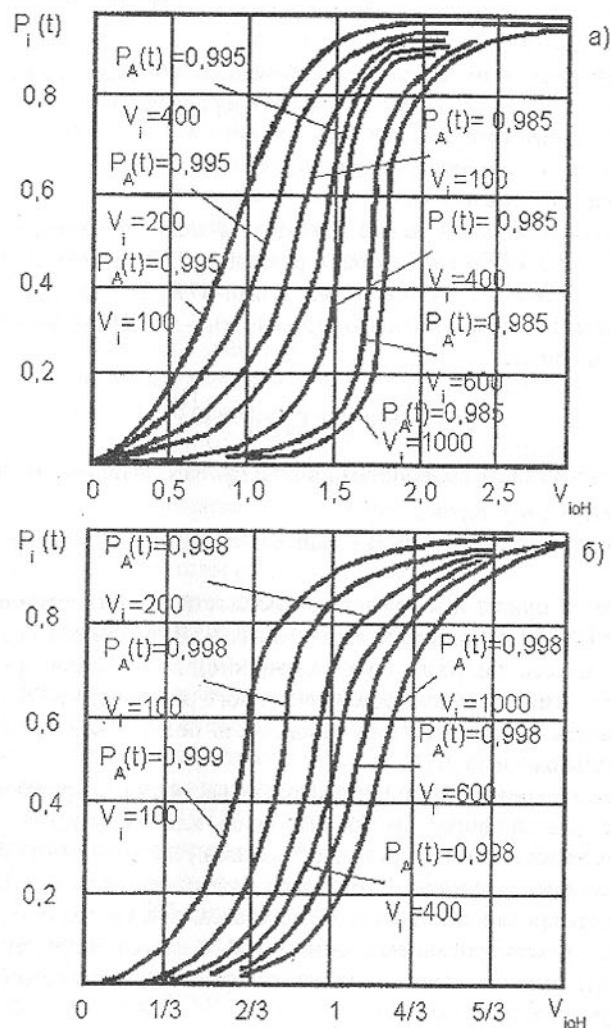


Рис. 3 Зависимость вероятности безотказной работы i -го ППТМ от количества резервных БТВ на каждой позиции подсистем 1-го класса:

а - $P_A(t) = 0,985$, $P_A(t) = 0,995$; б - $P_A(t) = 0,998$, $P_A(t) = 0,999$.

$V_{iMН}$ - количество резервных подсистем на каждой позиции подсистемы M -го класса;

M - класс резервной подсистемы.

Общее резервирование состоит в резервировании ППТМ в целом. Вероятность сохранения полной производительности i -го ППТМ может быть определена по следующей формуле:

$$P_i'''(t) = 1 - \left[1 - P_A^{P_{ik}}(t) \right]^{V_{ipn}},$$

$P_i'''(t)$ - вероятность сохранения полной производительности i -го ППТМ при общем резервировании;

V_{ipn} - количество резервных ППТМ.

На рис. 4 приведены графики зависимости вероятности сохранения полной

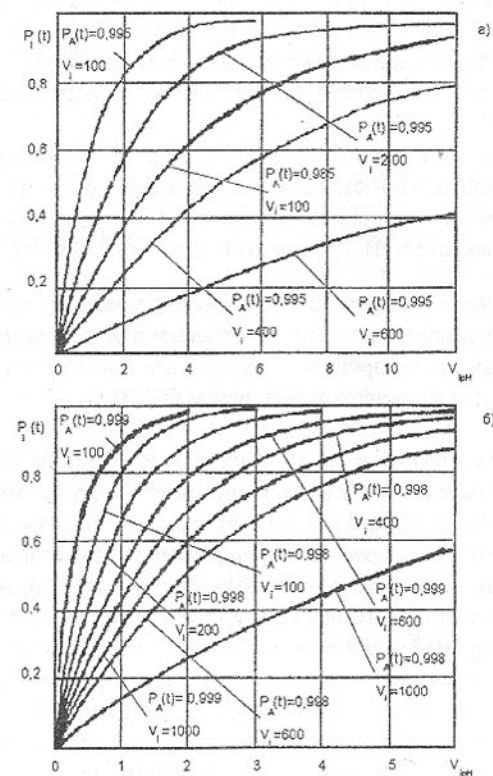


Рис. 4 Зависимость вероятности безотказной работы i -го ППТМ от количества резервных подсистем p -го класса: а - $P_A(t) = 0,985$, $P_A(t) = 0,995$; б - $P_A(t) = 0,988$, $P_A(t) = 0,988$.

производительности i -го ППТМ от количества резервных подсистем p -го класса для различных надежностей БТВ и их количества в ППТМ. Здесь можно отметить, что общее резервирование менее эффективно по надежности, чем единичное резервирование (рис. 3). Однако при определенных условиях с помощью общего резервирования можно также обеспечить требуемую вероятность сохранения полной производительности ППТМ при значительном количестве БТВ.

Схемы резервирования в ППТС могут быть двух видов:

1. С внутренним резервированием.
2. С внешним резервированием.

При внутреннем резервировании, структура ППТС проектируется с учетом резервных структур, которая непрерывно находится и функционирует вместе с основной структурой ППТС. Внешнее резервирование реализуется посредством введения дополнительной внешней структуры, обеспечивающей замещение отказавших объектов БТВ. Это может быть выполнено, например, с помощью устройств автоматической смены БТВ [2].

Смешанное резервирование содержит элементы пассивного и активного резервирования. При смешанном резервировании, в ППТМ при достижении заданного количества отказов БТВ производится замещение структуры отказавших БТВ, группы БТВ или всех БТВ ППТМ.

Таким образом, использование описанных выше методов сохранения и повышения надежности позволяет обеспечить требуемую надежность ППТС на стадиях проектирования и эксплуатации в зависимости от необходимой структуры элементов и подсистем ППТС.

Список литературы: 1. Михайлов А.Н. Основы теории поточно-пространственных технологических систем // Вестник машиностроения, 1991, №4. С.58-60. 2. Михайлов А.Н. Разработка методов проектирования высокоэффективных поточно-пространственных технологических систем. Дис. ... д-ра техн. наук. - Харьков: ХПИ, 1991. - 498 с. 3. Автоматические роторные линии / И.А. Клусов, Н.В. Волков, В.И. Золотухин и др. - М.: Машиностроение, 1987. - 288 с.

К ВОПРОСУ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА Г. ГОРЛОВКИ ДОНЕЦКОЙ ОБЛАСТИ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Михно М.В. (АДИ ДонГТУ, г.Горловка, Украина)

Город Горловка Донецкой области находится в экологически неблагоприятной зоне. На его территории размещено 173 промышленных предприятия. Общий объем выбросов, поступивших в атмосферу за 1995 год составил 136,2-164,7 тыс.т [1].

В результате исследований [2] по оценке степени загрязнения атмосферного воздуха автотранспортом, в местах наиболее высокой интенсивности движения (1000 авт./час) установлено, что на главных магистралях города, проходящих через жилую зону, концентрация вредных веществ, содержащихся в отработавших газах (SO_2 , NO_2 , CO , сажа, формальдегид, свинец, пыль) превышает установленные для них нормативы в 1,7 - 4,9 раза. При этом процент проб выше ПДК составляет около 80 %. Наибольший процент превышения характерен для CO - 40 %, свинца - 32 %, оксидов азота - 36 %.

Учитывая возраст и техническое состояние автомобильного парка города, можно отметить, что в условиях существующей планировки и застройки г. Горловки, автотранспорт и в дальнейшем будет играть определяющую роль в загрязнении воздуха центральной части города. Поэтому вопрос снижения вредного влияния автомобильного транспорта на окружающую среду является актуальным.

Количество вредных выбросов, образующихся в результате работы автомобильного транспорта зависит от многих факторов, влияя на которые можно снизить его вредное воздействие на окружающую среду. Для исследования влияния этих факторов и определения их оптимальных значений была создана математическая модель расхода топлива и выброса вредных веществ транспортным потоком, которая включила все основные эксплуатационные факторы (параметры управления автомобилем со стороны водителя; скорость установившегося движения на пути цикла; параметры, характеризующие тип двигателя; расстояния между перекрестками и т.д.)

Математическая модель представляет собой ряд алгебраических уравнений, которые включают расчет расхода топлива и вредных выбросов потоком автомобилей в различных режимах движения и при работе на холостом ходу во время ожидания разрешающего сигнала светофора, кроме того учитывается работа на холостом ходу автомобилей, ожидающих возможность выезда на главную дорогу со второстепенной. В основу этой модели были положены основные положения теории транспортного потока

и модели движения одиночных автомобилей разработанные в Украинском транспортном университете [3], по которым были рассчитаны основные показатели движения автомобиля в различных режимах.

При определении возможности использования предложенной математической модели для оценки вредного влияния автомобильного транспорта на окружающую среду было проведено сравнение расчетных показателей концентрации вредных веществ в атмосфере с показателями полученными экспериментально.

Исследования проводились в г. Горловка на типичном участке магистрали с соблюдением требований, предъявляемых к натурным экспериментам для определения концентраций вредных веществ вблизи магистрали.

Сравнение экспериментальных данных с полученными расчетным путем, как видно из таблицы, показали, что расчетные концентрации находятся в пределах значений, полученных экспериментально. Исключение составляет углеводороды, но это объясняется тем, что вблизи исследуемой магистрали находятся промышленные источники выброса этого компонента.

Таблица. - Концентрация вредных веществ в воздухе

Компоненты	Концентрация в воздухе, мг/м ³	
	расчетная	экспериментальная
Оксид углерода	1,95	0,8...7,0
Углеводороды	0,15	0,6...4,7
Оксиды азота	0,192	0,0196...0,251
Оксиды серы	0,055	0,037...0,381
Соединения свинца	0,00149	0,00021...0,0089

Математическая модель позволяет исследовать влияние различных эксплуатационных факторов, таких как мастерство водителя, состав транспортного потока по типу двигателя, интенсивность, скорость установившегося движения транспортного потока, расстояние между перекрестками, параметры светофорного регулирования и т.д., на расход топлива и выброс вредных веществ транспортным потоком и сделать соответствующие выводы и рекомендации по их снижению.

Так, например, в результате исследования на математической модели можно сделать вывод, ограничение скорости движения транспортного потока в городах до 50 км/ч позволяет снизить расход топлива на 17,3 %, суммарные массовые выбросы вредных веществ с учетом их агрессивности на 16,3 %, а ограничение скорости до 40 км/ч, соответственно на 33,0 % и 33,4 % по сравнению с движением транспортного потока со скоростью 60 км/ч. Увеличение пути цикла с 300 до 500 м приводит к снижению расхода

топлива транспортным потоком на 16,0 %, а суммарных выбросов с учетом их агрессивности на 21,5 %.

Поэтому, как одним из путей улучшения экологической обстановки в городе может быть снижение скорости движения в центральной части города до 50 км/ч и путем различных мер организации дорожного движения не допускать расстояния между перекрестками менее 500 м.

Список литературы: 1. Національна доповідь про стан навколишнього природного середовища в Україні 1995 рік. - К.: Раєвського, 1997.-36с. 2. Пояснительная записка к отчету "Экологическая оценка состояния окружающей среды и здоровья населения г. Горловка", руководитель работы проф. Ермаченко А.Б. / Центр профилактики токсичности и экологических исследований. - Донецк, 1995. 3. Гутаревич Ю.Ф. Математическая модель "водитель - автомобиль с бензиновым двигателем - дорога" для исследования влияния эксплуатационных факторов на расход топлива и загрязнения окружающей среды автомобилями - Киев, 1986 - 22 с. / КАДИ - Деп. УкрНИИНТИ.

МОДЕЛЬ УСКОРЕННЫХ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

Молчанов А.Д. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

Материалы используемые в узлах трения оцениваются тремя группами параметров [1]: по геометрическим, физическим и механическим характеристикам; по собственно фрикционным характеристикам пар трущихся тел; по испытаниям узлов трения на стендах и в механизмах. Однако из-за сложности природы трения взаимная связь результатов оценки по каждому из этих видов испытаний не всегда бывает однозначной. В связи с этим в триботехнике [2,3] получают все большее распространение методы оценки раскрывающие связь между элементарными основными характеристиками трущихся тел, коэффициентом трения, температурным режимом работы, а также износостойкостью при взаимодействии этих тел. Применение для этих целей стендовых и эксплуатационных испытаний влечет за собой значительные затраты времени и средств. Для уменьшения длительности триботехнических испытаний целесообразно применение ускоренного режима их проведения [2-4 и др.].

Как известно [1], различают три стадии процесса износа: приработка, установившийся режим и катастрофический износ. Первая стадия характеризуется значительной интенсивностью изнашивания в течении короткого отрезка времени. Установившийся режим - самый продолжительный по времени с постоянными значениями интенсивности изнашивания. В дальнейшем будет изложен метод проведения испытаний для этой стадии, т.е.

проведению этих испытаний должна предшествовать приработка подшипниковых узлов. В качестве варьируемого фактора, при проведении ускоренных триботехнических испытаний, может выступать нагрузка или скорость.

Интенсивность изнашивания пары трения или одного из контртел при неизменной скорости [1,5]:

$$I_h = k p^m,$$

где k и m - параметры определяющие закономерности фрикционного разрушения, развивающиеся на микрощадках контакта шероховатых тел;
 p - контактное давление.

Интенсивность изнашивания можно представить как

$$I_h = \frac{I}{AL},$$

где I - объем изношенного материала;

A - фактическая площадь контакта;

L - путь трения.

Тогда

$$I = ALk p^m.$$

Для достижения идентичности процессов в обоих режимах необходимо соблюдение следующих условий:

1. $T_n = T_y$ - температура на поверхности контакта трущихся тел в нормальном и ускоренном режиме должна быть идентичной [3]. Повышение теплоотдачи с поверхности узла трения в ускоренном режиме может быть достигнуто обдуванием. Скорость обдувания подбирается из формулы [3]:

$$\alpha_e = (1 + 1,75\sqrt{V_e}) 6,7 \cdot 10^{-3},$$

где α_e - коэффициент теплоотдачи воздуха с поверхности узла трения, Вт/(м² · К).

2. $m_y = m_n$, $k_y = k_n$ - параметры определяющие закономерности фрикционного разрушения должны быть идентичны. Это условие может быть достигнуто подбором варьируемого фактора.

Для выбора ускоренного режима необходимо проведение предварительных исследований, цель которых - определение верхней границы нагружения и вычисление параметров k и m . Эксперимент проводится при ступенчато-возрастающей нагрузке (рис. 1). Время наработки Δt на всех ступенях одинаково. Нижняя ступень соответствует минимальному значению нагружения согласно плану эксперимента. После реализации каждой последующей ступени производится проверка однородности процессов трения и изнашивания. Если i -тая ступень не отвечает критериям однородности, то верхней границей нагружения считается давление соответ-

ствующее $i-1$ ступени. Параметры фрикционного разрушения k и m , по полученным в ходе этого эксперимента данным, можно определить методом наименьших квадратов.

На заключительном этапе проводятся ускоренные испытания по определению долговечности подшипниковых узлов. Схема проведения эксперимента представлена на рисунке 2. Эксперимент проводится при предельной нагрузке соответствующей верхней границе нагружения до заданной наработки на износ. После этого производится определение погрешности между экспериментальными и расчетными данными, и построение графика износа в нормальном режиме работы. Функция связи или коэффициент ускорения - отношение математических ожиданий продолжительности нормальных и ускоренных испытаний [3,4]:

$$C_y = \frac{t_n}{t_y} = \frac{L_n}{L_y} = \frac{\frac{I_n}{A_n k_n p_n^m}}{\frac{I_y}{A_y k_y p_y^m}},$$

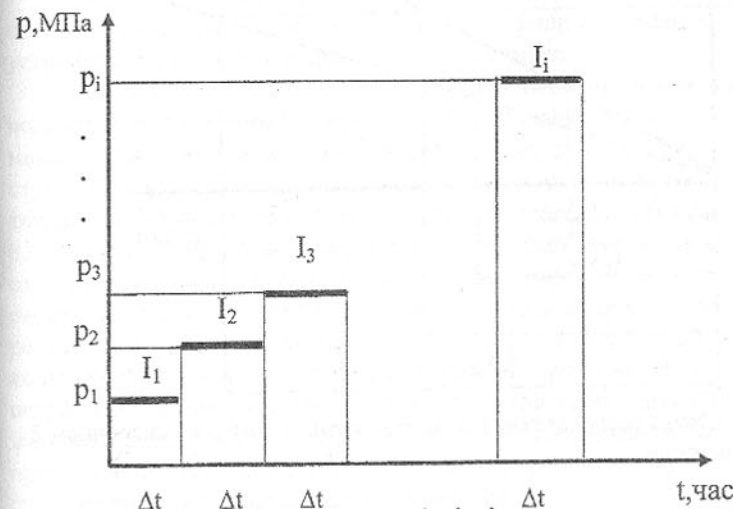


Рис. 1. Схема проведения эксперимента для определения верхней границы нагружения и параметров k и m .

где t_n и t_y - время проведения испытаний в нормальном и ускоренном режимах.

Так как $I_n = I_y, A_n = A_y, k_n = k_y$

$$C_y = \frac{p_y^m}{p_n^m} = \left(\frac{p_y}{p_n} \right)^m$$

Для проверки представленной модели были проведены испытания минералокерамических подшипников скольжения изготовленных из оксида алюминия (микротвердость $H_{100} = 1540 \text{ кгс/мм}^2$) в паре с закаленной сталью (HRC, 50...52). Керамическая втулка была пропитана дисульфидом молибдена (MoS_2) на глубину 0,5 - 1 мм. Внутренний диаметр подшипника $d = 35 \text{ мм}$, отношение длины к диаметру $l/d = 1$, скорость скольжения $V = 1,2 \text{ м/с}$. Испытания проводились на специальном стенде [6], имитирующем работу подшипникового узла с обратной схемой работы (неподвижный вал - вращающийся подшипниковый узел). Параметры фрикционного разрушения для стального контртела (как наиболее изнашиваемого) составляли $k = 5,6 \cdot 10^{-9}$, $m = 1,388$. Эксплуатационный ре-

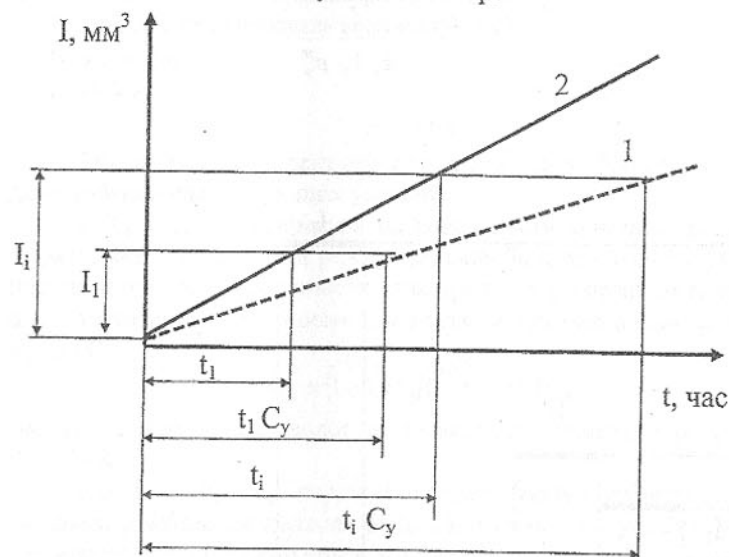


Рис. 2. Схема распределения износа в нормальном 1 и ускоренном 2 режимах испытаний.

жим был реализован при давлении 0,28 МПа, ускоренный при 0,76 МПа. Коэффициент ускорения был равен 4, т.е. время испытаний было снижено в 4 раза. Расхождение данных полученных экспериментально и расчетных не превышало 15%.

Список литературы: 1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977 - 526с. 2. Справочник по триботехнике /Под общ. ред. М.Хебды, А.В.Чичинадзе. В 3т. Т.1. - М.:Маш., 1989. - 400с. 3. Справочник по триботехнике /Под общ. ред. М.Хебды, А.В.Чичинадзе. В 3т. Т.3. - М.:Маш., 1992. - 730с. 4. Качество машин: Справочник. В 2т. Т.1 /А.Г.Суслов, Э.Д.Браун, Н.А.Виткевич и др. - М.:Маш., 1995. - 256с. 5. Шведков Е.Л. Триботехническая керамика. Киев, 1987. - 37с. 6. Вяльцев Н.В., Горкуша А.Е., Гусев В.В., Молчанов А.Д. Стенд для исследования долговечности подшипников скольжения /Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб.науч.статей. - Донецк: ДонГТУ, 1996. Вып.3. - С.10-13.

ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ УСТРОЙСТВАМИ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ МЕХАНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

Нечспаев В.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Производительность многих современных технологических машин и систем существенно ограничивается недостаточной эффективностью их устройств, транспортирующих сыпучие материалы.

Так, одной из проблем современного автоматизированного производства в металлообрабатывающей промышленности является своевременная эвакуация металлической стружки из зоны резания. Поскольку стружка, как правило, имеет более высокую твердость по сравнению с твердостью обрабатываемого материала вследствие наклепа, закаливания и т.д., то несвоевременная ее эвакуация может приводить к снижению ресурса и поломкам режущего инструмента, снижению точности и качества обрабатываемых поверхностей, повышению удельных энергозатрат процесса резания и другим негативным явлениям. При этом повышается трудоемкость обработки как за счет снижения режимов резания, так и в результате возрастания вспомогательного времени на удаление стружки. Известные же способы активной очистки зоны резания, как правило, неэффективны при удалении металлической стружки, особенно из пазов, лабиринтов, ступенчатых отверстий, замкнутых полостей и т.д.

Аналогичная проблема имеет место в угольной промышленности, где обеспечение эффективной выгрузки отделенного от забоя угля исполнительными органами очистных машин (шнековых комбайнов, фронтальных агрегатов и др.) является важной и нерешенной на сегодня задачей, особенно для условий тонких пологих пластов. Для нормальной работы

очистных машин производительность транспортирования и выгрузки отделенного угля должна быть не менее производительности его отделения. В противном случае имеет место циркуляция угля, приводящая к росту удельных энергозатрат процесса транспортирования и выгрузки, ограничение потенциальной производительности выемки, снижение сортности добываемого угля, ухудшение экологии рабочего пространства и другие негативные последствия. Причем повышение мощности привода не решает проблемы, поскольку рост удельных энергозатрат процесса происходит по закону, близкому к закону параболы. Известные же способы повышения эффективности исполнительных органов очистных машин как транспортирующих устройств на сегодня практически исчерпаны.

Изложенное определяет необходимость совершенствования и оптимизации структуры технологических машин и систем в описанных и в ряде других случаев. С этой целью предлагается введение в их структуру новых элементов, осуществляющих дополнительное гидродинамическое воздействие на транспортируемые сыпучие материалы - разрушенный уголь, металлическую и неметаллическую стружку и др. [1,2]. Использование дополнительной энергии напорных струй рабочей жидкости позволяет существенно повысить эффективность рассматриваемых машин и систем.

Поскольку транспортирующие устройства технологических машин и технологических систем традиционной структуры являются сугубо механическими системами, для их исследования известны и широко применяются апробированные методы и подходы. Предлагаемое изменение структуры рассматриваемых систем определяет их переход в новое качество - они трансформируются в механо-гидродинамические системы с распределенным воздействием на транспортируемые сыпучие материалы. Причем гидродинамическое воздействие осуществляется незатопленными струями жидкости. Такие системы применительно к поставленным задачам совершенствования транспортирующих устройств современных технологических машин и систем до настоящего времени не исследовались. В некоторой мере, в основном применительно к гидромониторной разработке углей, исследованы гидродинамические системы с незатопленными водяными струями [3].

Для исследования механо-гидродинамических систем с распределенным воздействием предлагается комплексный кинематико-силовой подход. Его особенностью является одновременное и параллельное рассмотрение и учет как кинематических, так и силовых характеристик процесса транспортирования и выгрузки сыпучих материалов. На основе предложенного комплексного подхода разработана обобщенная модель процесса транспортирования сыпучих материалов системами с распределенным механо-гидродинамическим воздействием. В общем случае пере-

мещение потоков сыпучей среды в механике насыпных грузов моделируется исходя из условий равновесия и прочности сыпучих тел [4]:

$$\begin{aligned} \sum F_x + \sum \sigma_x \cdot S_{\sigma_x} + \sum \tau_x \cdot S_{\tau_x} &= 0; \\ \sum F_y + \sum \sigma_y \cdot S_{\sigma_y} + \sum \tau_y \cdot S_{\tau_y} &= 0; \\ \sum F_z + \sum \sigma_z \cdot S_{\sigma_z} + \sum \tau_z \cdot S_{\tau_z} &= 0; \\ \sum M_x &= 0; \\ \sum M_y &= 0; \\ \sum M_z &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где F_x, F_y, F_z - проекции на произвольные оси координат x, y и z объемных сил, приложенных к частицам сыпучего тела;

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ - проекции нормальных напряжений, действующих на поверхности сыпучего тела;

τ_x, τ_y, τ_z - проекции касательных напряжений, действующих на той же поверхности;

$S_{\sigma_x}, S_{\sigma_y}, S_{\sigma_z}, S_{\tau_x}, S_{\tau_y}, S_{\tau_z}$ - площади соответствующих площадок контактирования;

M_x, M_y, M_z - проекции моментов перечисленных выше сил относительно любого полюса.

Кроме условий, отражающих равновесие сыпучего тела, в необходимых случаях рассматриваются условия, обеспечивающие его прочность:

- на поверхности внутренних срезов

$$\frac{\tau}{\sigma} \leq f_{\sigma},$$

где f_{σ} - коэффициент сопротивления сдвигу;

- на поверхности соприкосновения сыпучего тела со стенками

$$\frac{\tau}{\sigma} \leq f_1, \quad \text{если} \quad f_1 \leq f_{\sigma}$$

$$\text{или} \quad \frac{\tau}{\sigma} \leq f_{\sigma}, \quad \text{если} \quad f_1 \geq f_{\sigma},$$

где f_1 - коэффициент трения частиц об ограничивающие сыпучее тело поверхности;

- на свободной поверхности сыпучего тела

$$\sigma = 0 \quad \text{и} \quad \tau = 0.$$

На рис.1 показана обобщенная физическая модель процесса транспортирования сыпучего тела механо-гидродинамическими системами, раз-

работанная на основе приведенных зависимостей и с учетом основных положений механики насыпных грузов. В основу модели положен наклоненный под произвольным острым углом α криволинейный желоб, внутри которого осуществляется движение сыпучего тела. В общем случае кривизна желоба R - величина переменная. Боковые стенки желоба подвижны и имеют в общем случае различные скорости (V_1 и V_2) и различные направления перемещения. На рис.1. показаны также поперечное сечение желоба и выделенный двумя плоскостями, перпендикулярными к продольной оси желоба, элементарный слой транспортируемого сыпучего тела толщиной δ .

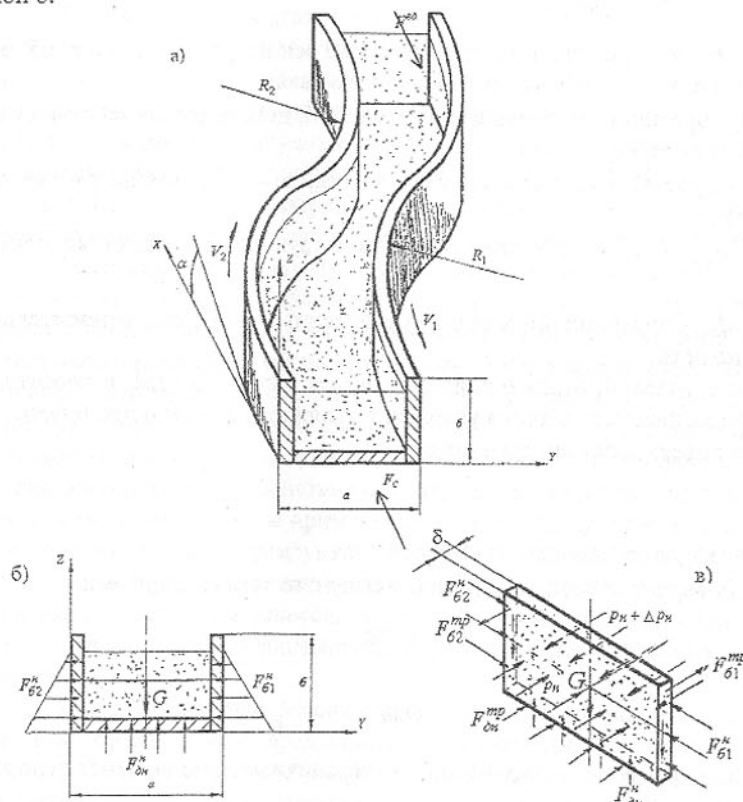


Рис.1. Обобщенная физическая модель процесса транспортирования сыпучих материалов: а) общий вид; б) поперечное сечение; в) элементарный слой.

На элементарный слой воздействуют:

G - сила веса выделенного элементарного слоя угля;

p_n - среднее нормальное давление на выделенный слой угля и его приращение Δp_n ;

F_{61}^n, F_{62}^n - силы давления на боковые поверхности выделенного слоя;

F_{6n}^n - сила давления на выделенный слой со стороны днища;

F_{61}^{mp}, F_{62}^{mp} - касательные силы на боковых поверхностях выделенного слоя;

F_{6n}^{mp} - касательная сила на нижней поверхности выделенного слоя.

К движущемуся сыпучему телу, заключенному в криволинейном желобе, приложены также:

- силы распределенного гидродинамического воздействия на транспортируемое сыпучее тело $F^{2\delta}$ (на рис.1 показан суммарный вектор);

- силы сопротивления перемещению транспортируемого сыпучего тела F_c .

На основании приведенной физической модели составлена обобщенная математическая модель процесса перемещения сыпучего тела транспортирующими устройствами технологических машин и технологических систем, осуществляющими механо-гидродинамическое воздействие на транспортируемый сыпучий материал. Обобщенная математическая модель составлена на основе системы уравнений (1) и определяет условия равновесия элементарного слоя, выделенного в сыпучем теле при равномерном движении его по желобу.

$$\begin{cases} \sum F_{6x}^n + F_x^{mp} + F_x^n + G_x = 0; \\ \sum F_{6y}^n + F_y^{mp} + F_y^n + G_y = 0; \\ \sum F_{6z}^n + F_z^{mp} + F_z^n + G_z = 0; \\ n_\delta = n_{\min} \cdot k_v. \end{cases}$$

В приведенной системе уравнений приняты следующие обозначения:

$F_{6x}^n, F_{6y}^n, F_{6z}^n$ - проекции на произвольные оси координат x, y, z сил давления на боковые поверхности (включая днище) выделенного слоя;

$F_x^{mp}, F_y^{mp}, F_z^{mp}$ - проекции на произвольные оси координат x, y, z касательных сил, действующих на боковых поверхностях (включая днище);

F_x^H, F_y^H, F_z^H - проекции на произвольные оси координат x, y, z нормальных сил давления на выделенный слой;

G_x, G_y, G_z - проекции на произвольные оси координат x, y, z силы веса;

n_b - коэффициент бокового давления;

n_{min} - минимальное значение коэффициента бокового давления;

k_v - коэффициент, отражающий влияние относительной скорости движения сыпучего тела.

На основе приведенной обобщенной модели процесса транспортирования сыпучего тела могут разрабатываться модели для достаточно широкого круга транспортирующих устройств современных технологических машин и систем, эксплуатируемых в различных условиях, путем конкретизации конструктивных особенностей и схем работы. В первую очередь она ориентирована на моделирование процесса транспортирования металлической стружки металлорежущими системами и процесса транспортирования разрушенного угля очистными комбайнами.

Список литературы: 1. Нечепав В.Г. Разработка исполнительного органа повышенной погрузочной способности для очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пластов // Известия вузов. Горный журнал, 1996, №1, С.110-114. 2. Нечепав В.Г. Теоретические предпосылки разработки и моделирования транспортирующих устройств с гидромеханическим воздействием / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. трудов. - Донецк: ДонГУ, 1997. Вып.4. С.109-113. 3. Шавловский В.С. Основы динамики струй при разрушении горного массива. М., Наука, 1979. - 173с. 4. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. - М.: Машгиз, 1952. - 215с.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ШНЕКОВЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ С МЕХАНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ НА СЫПУЧИЕ МАТЕРИАЛЫ

Нечепав В.Г. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

Одним из перспективных путей повышения эффективности современных технологических машин и систем является использование в их составе транспортирующих устройств с распределенным механо-гидродинамическим воздействием [1,2]. Наиболее актуально и эффективно при-

менение таких устройств при выемке углей очистными комбайнами для тонких пологих пластов, удалении стружки из зоны резания и дальнейшем ее транспортировании в автоматизированных металлорежущих системах и т.д. Теория функционирования таких систем в настоящее время практически отсутствует, в том числе в части определения их производительности.

В основу определения производительности транспортирования и выгрузки сыпучего материала (разрушенного угля, металлической стружки и др.) шнеком положим зависимость

$$Q = V_{pk} \cdot n \cdot \gamma \cdot N, \quad (1)$$

где V_{pk} - объем рабочей камеры шнека;

n - частота вращения шнека;

γ - объемный вес разрушенного угля;

N - заходность (число лопастей) шнека.

Соответственно, максимальная производительность выгрузки достигается, при прочих равных условиях, в случае, когда объем рабочей камеры шнека достигает максимального значения, то есть

$$Q^{\max} = V_{pk}^{\max} \cdot n \cdot \gamma \cdot N. \quad (2)$$

Из выражений (1) и (2) следует, что объем угля, который выгружается одной лопастью шнека за один цикл выгрузки, равен объему рабочей камеры шнека. Под рабочей камерой шнека понимается часть объема межлопастного пространства шнека, из которого при определенных благоприятных условиях (в первую очередь - при условии преодоления сопротивления окна выгрузки) производится непосредственная выгрузка сыпучего материала. Таким образом, объем рабочей камеры шнека определяет потенциальную производительность шнека по выгрузке. Для обычных шнеков, не оснащенных устройствами для дополнительного гидродинамического воздействия на выгружаемый уголь, рабочая камера ограничена объемной фигурой ABCDEG (рис.1). Для шнеков, оснащенных устройствами для дополнительного гидродинамического воздействия на выгружаемый сыпучий материал, рабочая камера имеет гораздо больший объем и ограничена объемной фигурой ABEGNMLKCD (рис.1). То есть объем рабочей камеры шнеков, оснащенных устройствами для дополнительного гидродинамического воздействия, дополняется фигурой CDEGNMLK. Рабочий объем камеры обычного шнека - величина постоянная для принятых его конструктивных параметров, поскольку он ограничен плоскостью CDEG, проходящей через торец лопасти. Рабочий объем камеры шнека, оснащенного устройствами для дополнительного гидродинамического воздействия, - в общем случае величина переменная для принятых конструктивных па-

раметров и определяется, кроме прочего, величиной гидродинамического воздействия дополнительных устройств (положение радиальной плоскости KLMN зависит от величины гидродинамического воздействия).

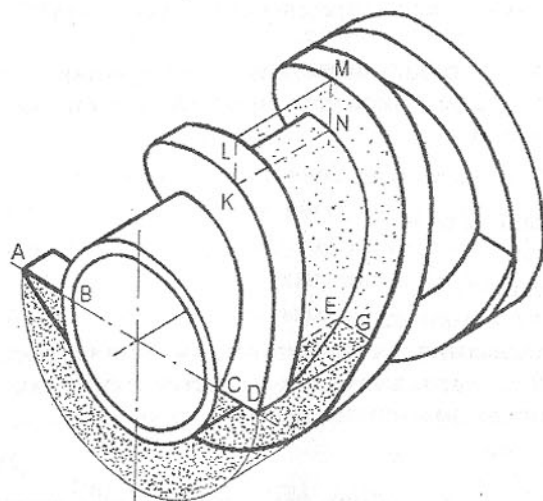


Рис.1. К определению понятия "рабочая камера" шнека.

В случае, когда поток транспортируемого сыпучего материала при выгрузке встречает сопротивление, обусловленное наличием конструктивных элементов, характерных для рассматриваемых технологических машин и систем, объем рабочей камеры для определения производительности должен фиксироваться на момент преодоления этого сопротивления. Так, для шнековых очистных комбайнов кроме конструктивных параметров шнека объем рабочей камеры определяется еще и высотой борта забойного конвейера и мощностью вынимаемого пласта, поскольку они обуславливают момент открытия окна выгрузки (до начала открытия окна выгрузки опережающей лопастью выгрузка угля рассматриваемой лопастью невозможна).

Таким образом, объем рабочей камеры есть объем межлопастного пространства шнека, ограниченный набором определенных поверхностей и зафиксированный в момент времени, когда значение давления со стороны выгружаемого потока сыпучего материала достигает (превышает) давление подпора - то есть в момент начала выгрузки под воздействием устройств, оказывающих дополнительное гидродинамическое воздействие.

С учетом изложенного изменение объема рабочей камеры шнека с переменным шагом лопастей как функция угла поворота шнека описывается зависимостями:

$$V_{pk} = \begin{cases} 0 \leq \phi \leq \pi \\ \frac{(D_n^2 - d_c^2)}{8} \cdot \left[(b_z - b_\delta) \cdot \pi - \frac{2k\pi}{\pi(2k-1)} \int f_1(\phi) d\phi + \frac{\pi(2k-1)}{2\pi(k-1)+\phi} \int f_2(\phi) d\phi + \right. \\ \left. + \frac{\pi(2k-1)}{2\pi(k-1)+\phi} \int f_1(\phi) d\phi \right] \\ \pi \leq \phi \leq 2\pi \\ \frac{(D_n^2 - d_c^2)}{8} \cdot \left[(b_z - b_\delta) \cdot (2\pi - \phi) - \frac{2k\pi}{2\pi(k-1)+\phi} \int f_1(\phi) d\phi \right] \end{cases}$$

где D_n и d_c - соответственно диаметр лопасти и ступицы шнека;

b_z - ширина захвата шнека;

b_δ - ширина отрезного диска шнека;

$f_1(\phi)$ - уравнение винтовой линии рабочей лопасти (для которой рассматривается выгрузка) шнека;

$f_2(\phi)$ - уравнение винтовой линии нерабочей лопасти (расположенной впереди относительно рабочей) шнека;

ϕ - угол поворота шнека;

k - конструктивный коэффициент.

$$k = \frac{b_z - b_\delta}{(n+1) \cdot \pi \cdot d_c} \cdot \sum_{i=0}^n \cot(\alpha_n + i \cdot \Delta\alpha), i = 0, 1, \dots, n$$

$$\text{Здесь } \Delta\alpha = \frac{\alpha_k - \alpha_n}{n},$$

где α_k и α_n - соответственно конечный и начальный углы подъема лопастей шнека по диаметру ступицы шнека;

n - количество интервалов разбиения.

На рис.2 показаны сыпучие тела, образованные выгружаемым сыпучим материалом и заключенные в рабочей камере шнека при наличии и отсутствии гидродинамического воздействия.

Для шнеков, оснащенных устройствами для дополнительного гидродинамического воздействия, максимально возможное значение объема рабочей камеры имеет место в начальный момент времени, когда угол поворота шнека в принятой системе отсчета равен нулю

$$V_{pk}^{\max} = V_{pk}(\phi = 0).$$

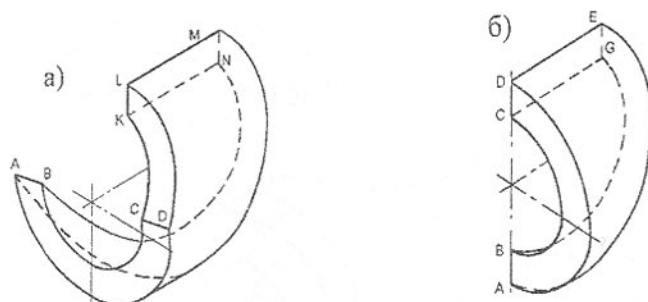


Рис.2. Сыпучие тела, заключенные в рабочей камере шнека: а) при дополнительном гидродинамическом воздействии; б) без гидродинамического воздействия.

Условиями выгрузки всего сыпучего материала, заключенного в рабочей камере, являются:

- открытие к этому моменту окна выгрузки;
- превышение величины давления, формирующегося в выгружаемом потоке сыпучего материала в результате механо-гидродинамического воздействия, величины сопротивления окна выгрузки (величина формирующегося давления обуславливается в первую очередь параметрами дополнительных устройств, осуществляющих гидродинамическое воздействие).

Если окно выгрузки к этому моменту не открыто, или величина давления, формирующегося в выгружаемом потоке, не достаточна для преодоления сопротивления окна, то выгрузка не происходит. В этом случае часть сыпучего материала, находящегося в рабочей камере, вовлекается в циркуляцию. Этот процесс происходит до того момента времени, когда начнут выполняться указанные выше условия. Поскольку график изменения объема рабочей камеры как функция угла поворота шнека (рис.3) имеет убывающий характер, это означает снижение производительности выгрузки. Для обычных шнеков, не оснащенных устройствами, оказывающими гидродинамическое воздействие, максимальное значение объема рабочей камеры имеет место в момент времени, когда угол поворота шнека в принятой системе отсчета приближается к 180° (для двухзаходного шнека) $V_{pk}^{max} = V_{pk}(\phi = \pi)$.

Как видно из рис.2 и графика, приведенного на рис.3, максимальное значение объема рабочей камеры для шнеков, оснащенных устройствами для дополнительного гидродинамического воздействия, существенно (примерно в два раза) больше этой величины для обычных шнеков при

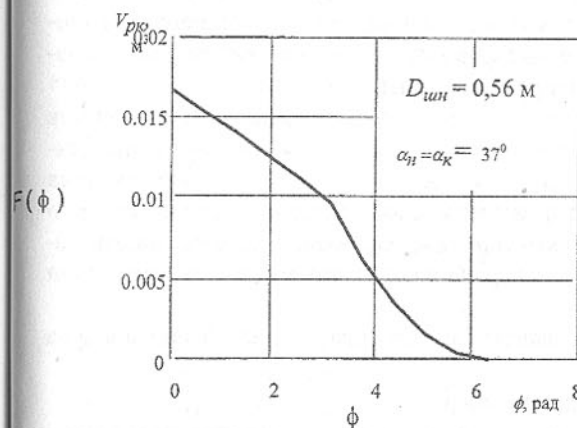


Рис.3. График изменения объема рабочей камеры как функция угла поворота шнека.

прочих равных условиях. Отсюда следует важный в практическом отношении вывод, что дополнительное гидродинамическое воздействие, оказываемое на транспортируемый сыпучий материал, позволяет при соответствующих условиях повысить производительность выгрузки шнековыми транспортирующими устройствами до двух раз.

Список литературы: 1. Нечепанов В.Г. Разработка исполнительного органа повышенной погрузочной способности для очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пластов // Известия вузов. Горный журнал, 1996, №1, С.110-114. 2. Нечепанов В.Г. Теоретические предпосылки разработки и моделирования транспортирующих устройств с гидромеханическим воздействием / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. науч. трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1997. Вып.4. С.109-113.

К ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Нижник А.В. (ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

В настоящее время при проектировании машин приходится сталкиваться с рядом задач, имеющих множество решений, которые зависят не только от исходных данных на проектирование, но и от принимаемых параметров. Например, при проектировании зубчатой передачи конструктору приходится задаваться межосевым расстоянием, шириной зубчатых колёс, модулем зубьев, что делает решение субъективным, зависящим от опыта проектировщика, его интуиции. При проектировании корпусов гид-

роцилиндров, задавшись усилием на штоке гидроцилиндра, конструктор вынужден выбирать либо давление, либо внутренний диаметр гидроцилиндра, что делает задачу трудно формализуемой и ставит результат в зависимость от интуиции и его профессиональных качеств.

Настоящая работа посвящена описанию методики расчёта корпусов гидроцилиндров, позволяющей оптимизировать их параметры с целью минимизации габаритов. Методика направлена на формализацию процесса проектирования гидроцилиндров с использованием метода, позволяющего охватить широкий спектр проектируемых гидроцилиндров и описать нагруженное состояние корпуса гидроцилиндров при различном положении поршня.

В качестве исходных данных на проектирование гидроцилиндров приняты:

1. Усилие на штоке гидроцилиндра F .
2. Допускаемые напряжения материала стенки гидроцилиндра $[\sigma]$ и материала дна гидроцилиндра $[\sigma]_d$.
3. Конструктивные особенности гидроцилиндра, исходя из исполнения гидроцилиндра и способа его закрепления.

В качестве целевой функции принята функция наружного радиуса гидроцилиндра R от рабочего давления p и толщины стенки h гидроцилиндра:

$$R(p, h) = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot p}} + h, \quad (1)$$

где F - усилие на штоке гидроцилиндра;

p - давление рабочей жидкости;

h - толщина стенки гидроцилиндра.

Анализ (1) показал, что $R(p, h)$ - нелинейная функция двух переменных, следовательно, её оптимизация относится к задачам нелинейного программирования.

При нахождении минимума функции (1) учитывается, что на варьируемые параметры p и h накладываются следующие ограничения:

I. Из условия рациональности $h > 0$.

II. Технические ограничения:

- A. ограничения, накладываемые на внутренний диаметр гидроцилиндра, возможностью установки уплотнений на поршень гидроцилиндра

$$d \geq d_{\min},$$

где d - диаметр поршня гидроцилиндра;

$d_{\min}$ - минимальный диаметр, при котором допускается установка данного типа уплотнений.

Так как $d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}}$, то данное ограничение можно представить в

виде:

$$p_{\max} \leq \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{\min}^2}.$$

- а) ограничения, накладываемые на максимальное рабочее давление $p_{\max}$, допускаемым напряжением $[\sigma]$ материала стенки гидроцилиндра.

$$p_{\max} \leq \frac{[\sigma]}{2}.$$

3. Прочностные ограничения.

К данному типу ограничений относятся ограничения, накладываемые условиями прочности стенки и дна гидроцилиндра, которые можно записать в следующем виде:

$$\sigma_{\text{ЭК В}}^{\text{ДН А}} \leq [\sigma]_{\text{ДН А}}$$

$$\sigma_{\text{ЭК В}}^{\text{ЦИЛ}} \leq [\sigma]_{\text{ЦИЛ}}.$$

Таким образом, задача отыскания параметров гидроцилиндра с наименьшими габаритами сводится к задаче нахождения минимума целевой функции (1) при следующих ограничениях:

- а) для гидроцилиндров с жёстким дном:

$$\begin{cases} h > 0, \\ p_{\max} \leq \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{\min}^2}, \\ p_{\max} \leq \frac{[\sigma]}{2}, \\ [\sigma]_{\text{ЦИЛ}} \leq \sigma_{\text{ЭК В}}^{\text{ЦИЛ}}(p, h) = \left\{ \frac{p \cdot R(p)}{2 \cdot h} + \frac{X_2(p, h) \cdot 6}{h^2} \right\} \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2}; \end{cases}$$

- б) для гидроцилиндров с упругим дном

$$\left\{ \begin{array}{l} h > 0, \\ p_{\max} \leq \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{\min}^2}, \\ p_{\max} \leq \frac{[\sigma]}{2}, \\ [\sigma]_{\text{цил}} \leq \sigma_{\text{эк в}}^{\text{цил}}(p, h, \delta) = \left\{ \frac{p \cdot R(p)}{2 \cdot h} + \frac{X_2(p, h, \delta) \cdot 6}{h^2} \right\} \cdot \sqrt{1 - \mu + \mu^2}, \\ [\sigma]_{\text{дна}} = \sigma_{\text{эк в}}^{\text{дна}}(p, h, \delta) = \frac{6 \cdot \left(\frac{3 + \mu}{16} \cdot p \cdot R(p)^2 - X_2(p, h, \delta) \right)}{\delta^2}, \end{array} \right.$$

где δ - толщина дна гидроцилиндра;

$R(p)$ - функция внутреннего радиуса гидроцилиндра;

$X_{1(2)}(p, h, \delta)$ - функции внутренних силовых факторов, возникающих в месте сопряжения дна гидроцилиндра с корпусом.

Так как наиболее часто встречающимся типом гидроцилиндров являются длинные гидроцилиндры с длинными участками, нагруженными давлением и без внутреннего давления, то задача оптимального проектирования сводится к двум вариантам:

- проектирование длинного гидроцилиндра с жёстким дном;
- проектирование длинного гидроцилиндра с упругим дном.

Математические постановки задачи для обоих вариантов приведены в таблице.

Таблица. Целевые функции и ограничения для задачи оптимизации длинных гидроцилиндров

Тип гидроцилиндра	Длинный с жёстким дном	Длинный с упругим дном
Целевая функция	$R(p, h) = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot p}} + h$	

Ограничения	$h > 0,$	$h > 0,$
	$\left\{ \begin{array}{l} p_{\max} \leq \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{\min}^2}, \\ p_{\max} \leq \frac{[\sigma]}{2}, \\ [\sigma]_{\text{цил}} \leq \sigma_{\text{эк в}}^{\text{цил}}(p, h); \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} p_{\max} \leq \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{\min}^2}, \\ p_{\max} \leq \frac{[\sigma]}{2}, \\ [\sigma]_{\text{цил}} \leq \sigma_{\text{эк в}}^{\text{цил}}(p, h, \delta), \\ [\sigma]_{\text{дна}} = \sigma_{\text{эк в}}^{\text{дна}}(p, h, \delta); \end{array} \right.$

Для решения задачи оптимизации параметров гидроцилиндров в такой постановке (таблица) разработан графо-аналитический метод, позволяющий полностью формализовать процесс отыскания оптимума и оценить выбор оптимального решения. Метод включает два этапа:

- Оптимизация параметров гидроцилиндров с жестким дном.
- Оптимизация параметров гидроцилиндров с упругим дном.

Данное разбиение вызвано тем, что целевая функция для обеих задач (таблица) имеет один и тот же вид, но системы ограничений различны.

Метод реализован на ЭВМ с помощью программы Mathcad 6.0 PLUS, что позволило использовать стандартные библиотеки программ: численные методы для решения систем уравнений, широкие графические возможности.

Укрупнённо алгоритм предлагаемого метода представлен в виде последовательно исполняемых блоков:

- Ввод исходных данных.
- Определение параметров гидроцилиндров как тонкостенных оболочек в диапазоне давлений $0 < p < \frac{[\sigma]}{2}$.
- Определение параметров гидроцилиндров как толстостенных оболочек в диапазоне давлений $0 < p < \frac{[\sigma]}{2}$.
- Определение границы тонкостенности-толстостенности для заданного усилия F в диапазоне давлений $0 < p < \frac{[\sigma]}{2}$.
- Определение наружных радиусов гидроцилиндров с учетом тонкостенности и толстостенности.
- Определение оптимальных параметров гидроцилиндра путем нахождения гидроцилиндра с минимальным радиусом.
- Построение графиков.

8. Вывод параметров оптимального гидроцилиндра.

Блок схема приведена на рисунке.

Исходными данными для нахождения оптимального решения задачи проектирования гидроцилиндров являются:

- усилие на штоке гидроцилиндра F ;
- допускаемое напряжение стенки гидроцилиндра $[\sigma]$;
- допускаемое напряжение дна гидроцилиндра $[\sigma]_1$ (для гидроцилиндров с упругим дном).

Параметры гидроцилиндров определяются решением условий прочности для стенки гидроцилиндров и дна гидроцилиндров итерационным методом Левенберга-Маркардта, разработанным Аргоннской Национальной Лабораторией в Аргонне, Штат Иллинойс и использующимся пакетом Mathcad. Метод заимствован из свободно распространяемого пакета алгоритмов MINPACK, разработанного и издаваемого Аргоннской Национальной Лабораторией в Аргонне, Штат Иллинойс [1]. Первоначально, в цикле с изменением рабочего давления в диапазоне от 0 до $[\sigma]/2$ с шагом 1 атм, решаются условия прочности для тонкостенных гидроцилиндров с жестким дном относительно толщины стенки гидроцилиндра (h) и условия прочности для тонкостенных гидроцилиндров с упругим дном относительно толщины стенки гидроцилиндра (h) и толщины дна гидроцилиндра (δ). Результаты решения условий прочности записываются в массивы. Для толстостенных гидроцилиндров расчет ведется аналогично, только нагрузки приводятся к среднему радиусу гидроцилиндра.

При определении значений наружных радиусов гидроцилиндров, с учетом тонкостенности-толстостенности, значения толщин стенок гидроцилиндра, полученные при решении условий прочности сравниваются с граничной толщиной стенки гидроцилиндра, полученной при решении условия тонкостенности, толстостенности при соответствующих значениях давления рабочей жидкости. В результате сравнения формируется вектор, каждый элемент которого содержит значение наружного радиуса гидроцилиндра с учетом тонкостенности, толстостенности.

В качестве гидроцилиндра с оптимальными параметрами из вектора, содержащего значения наружных радиусов гидроцилиндров, выбирается наименьший.

После проведения вычислений на основании полученных данных строятся графики, иллюстрирующие выбор гидроцилиндра с оптимальными параметрами и состояние изогнутой оси стенки гидроцилиндра:

- график зависимости толщины стенки гидроцилиндра от давления для тонкостенных гидроцилиндров;
- график зависимости толщины стенки гидроцилиндра от давления для толстостенных гидроцилиндров;

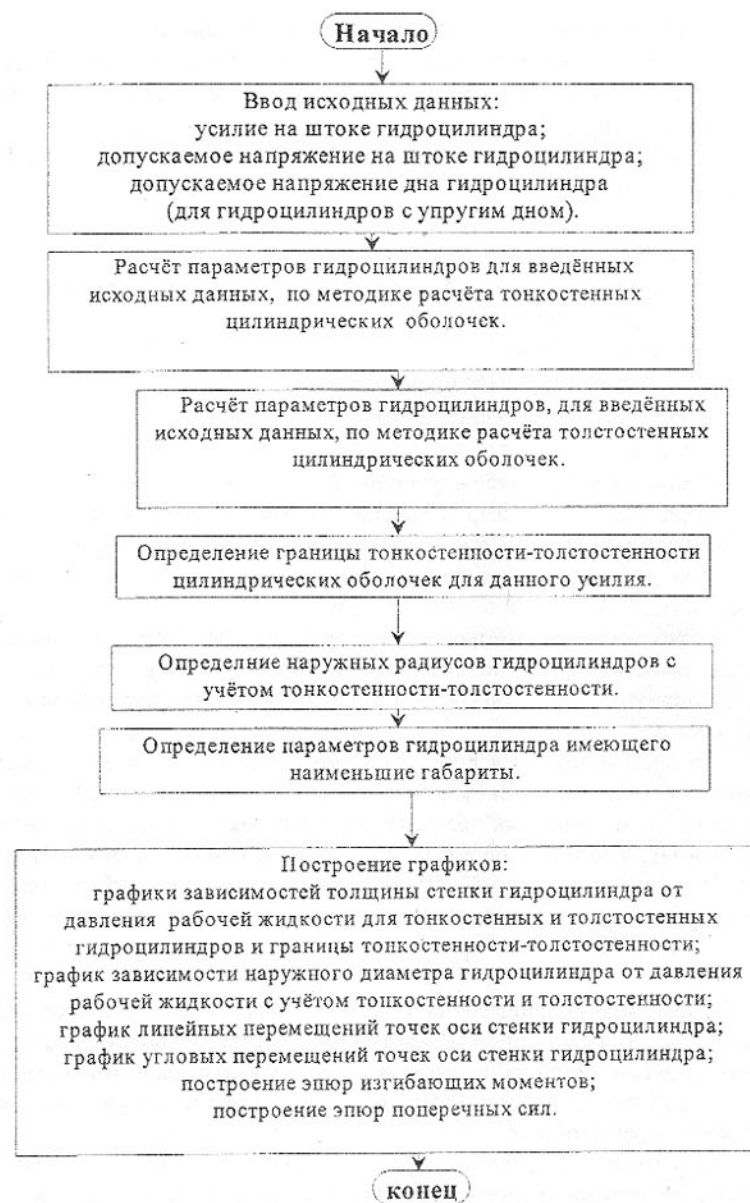


Рис. Укрупнённая блок-схема алгоритма оптимизации параметров гидроцилиндров.

- график границы тонкостенности и толстостенности;
- график зависимости наружного радиуса гидроцилиндра от давления с учётом тонкостенности, толстостенности (график целевой функции);
- график прогибов стенки гидроцилиндра;
- график углов поворотов нормалей, восстановленных из точек оси стенки гидроцилиндра;
- график изгибающих моментов;
- график поперечных сил.

Результатами проведенных вычислений являются параметры оптимального гидроцилиндра:

- рабочее давление;
- толщина стенки гидроцилиндра;
- толщина дна гидроцилиндра;
- наружный радиус гидроцилиндра;
- внутренний радиус гидроцилиндра.

Определение параметров гидравлических цилиндров по предлагаемой методике позволяет получать параметры гидроцилиндров с минимальными габаритами, что наиболее ценно при компоновке узла, включающего гидроцилиндры, в ограниченном пространстве.

Оптимизация параметров гидроцилиндров позволяет уменьшать материалоемкость и лучше использовать ресурс гидроцилиндров, что приводит к снижению себестоимости и улучшению их эксплуатационных характеристик.

Автором методики используется метод расчёта круговых цилиндрических оболочек, нагруженных полярно симметричной нагрузкой, как балок на упругом основании для решения проектировочной задачи. В такой интерпретации метод используется впервые, в основном, этот метод используется как проверочный. Нахождение оптимума при выборе параметров гидроцилиндров позволяет исключить фактор субъективизма вносимый проектировщиком во время выбора параметров гидравлических цилиндров.

Формализация процесса получения оптимальных параметров гидроцилиндров позволяет снизить временные затраты проектировщика на прочностной расчёт гидроцилиндров. Использование графического метода как метода нахождения оптимума обеспечивает необходимую надёжность при реализации методики.

Разработанные программы реализующие метод позволяют одновременно с нахождением параметров оптимального гидроцилиндра отыскивать и параметры альтернативного гидроцилиндра по заданным проектировщиком данным, что делает методику более гибкой и лучше адаптируемой к реальным проектировочным задачам.

Методика охватывает широкий спектр гидроцилиндров и учитывает их конструктивные особенности и способ крепления в узле.

Список литературы: 1. User Guide to Minpack I, by Jorj J. More, Burton S. Garbow, and Kenneth E. Hillstrom Argonne National Laboratory publication ANL-80-74, 1980.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ФОРМЫ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В РЕЗУЛЬТАТЕ ИХ ИЗНОСА

Опищенко В.П. (ДонГТУ, Донецк, Украина)

В настоящее время оценка износостойкости зубчатых колес в инженерных расчетах практически не производится, поскольку не обеспечивает достаточной надежности расчетов. Это может быть следствием того, что параметры контакта, от которых зависит износ зубьев, определяются по исходной (эвольвентной) форме профилей. В то же время известно, что в результате износа, причем, как правило, неравномерного по высоте зуба, форма профиля становится отличной от эвольвентной, а это неизбежно приводит к изменению нагрузочных и кинематических параметров контакта, которые, в свою очередь, изменяют темп изнашивания и форму профилей зубьев.

Таким образом, имеет место непрерывное взаимовлияние формы профиля на параметры контакта и параметров контакта на форму профиля, в связи с чем задача прогнозирования формы профилей и рабочих характеристик зубчатой передачи может быть решена только с помощью моделирования зацепления зубьев с учетом изменения формы их профилей и параметров контакта в функции времени эксплуатации передачи.

Схема модели прогнозирования износа профиля зуба. Для оценки степени влияния изменения формы профиля на параметры контакта, была разработана теория зацепления квазисопряженных профилей зубьев [1], т.е. зубьев, имеющих в результате износа произвольный (хотя и близкий к эвольвентному) профиль. В отличие от сопряженных, имеющих постоянное значение передаточного числа, квазисопряженные профили сохраняют только его среднее значение (равное отношению чисел зубьев зацепляющихся колес), тогда как мгновенное значение передаточного числа постоянно и является функцией угла поворота ведущего звена передачи, которая меняется со временем по мере износа зубьев. Для изучения взаимовлияния нагрузочно-кинематических параметров контакта и действительной формы профилей зубьев на основе теоретических исследований был разработан комплекс математических моделей и пакет соответствующих компьютерных программ.

Общая блок-схема моделирования кинетики изнашивания зубьев представлена на рис.1. Комплекс включает в себя блок подготовки данных (1), кинематическую модель зацепления зубьев с профилями произвольной формы (2), упругую динамическую модель зубчатой передачи и привода (3), а также модель износа зубьев (4) с блоком кусочно-сплайновой аппроксимации профилей зубьев (5).

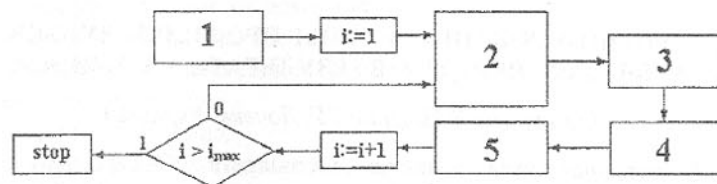


Рис.1 Блок-схема моделирования кинетики изнашивания зубьев

Кинематическая модель зацепления зубьев позволяет определить следующие параметры контакта: положение контактной точки в неподвижной и подвижных (связанных с осью симметрии зуба) системах координат, скорости перемещения контактной точки по профилям зубьев, а также скорость скольжения, нормальную силу и контактные напряжения с учетом фактической кривизны профилей, изгибной и контактной податливости зубьев и распределения нагрузки между парами зубьев (в том числе и значения мгновенного передаточного числа) [2].

Упругая четырехмассовая динамическая модель позволяет оценить динамическое нагружение контакта с учетом инерционных и диссипативных характеристик зубьев передачи и привода, переменного передаточного числа, сил трения, а также нормального бокового зазора [3,4].

Кусочно-сплайновая аппроксимация сглаживает профильные кривые только в зонах износа и позволяет сохранить в зонах отсутствия контакта прежние координаты не затронутой износом части профиля [5].

Основу моделирования кинетики изнашивания зубьев составляет итерационный процесс, реализованный в компьютерной программе с использованием численных методов решения соответствующих систем алгебраических и дифференциальных уравнений. По координатам исходных профилей зубьев, аппроксимированных в виде непрерывной, как минимум дважды дифференцируемой функции, с помощью кинематической и динамической моделей определяются параметры контакта в функции времени за период зацепления одного зуба ведущего колеса исследуемой передачи (с шагом, равным 0.01 от углового шага зуба шестерни). В функции этих параметров определяется износ зубьев в контактных точках и вычисляются новые координаты профилей. После кусочно-сплайновой аппроксима-

ции профилей их координаты опять вводятся в кинематическую и динамическую модели зацепления.

Итерационный процесс выполнялся до достижения заданного максимального числа циклов изнашивания i_{max} , пропорционального времени эксплуатации передачи. Средний износ за один итерационный цикл принят, как минимум, на порядок выше, чем погрешность вычислительного процесса моделирования зацепления зубьев (по данным тестовых испытаний на теоретических профилях эта погрешность равна 0.001 мм). В тоже время, для обеспечения характера изнашивания, близкого к эксплуатационному, средний износ за один цикл принят в пределах 1-2% от максимального износа за период эксплуатации.

Модель изнашивания зубьев. Модель разработана на основе результатов анализа условий эксплуатации тяжело нагруженных машин и, в частности, горных угледобывающих комбайнов, а также с учетом трибологических теорий соответствующих условиям работы исследуемых зубчатых колес [6]. В соответствии с этим, в модель изнашивания заложены следующие основные положения.

Износ зубьев в контактной точке Z_k представляет собой сумму основного износа Z_z , обусловленного кинематикой профильного зацепления, и дополнительного износа Z_b , вызванного относительным смещением зубьев из-за радиального биения венцов зубчатых колес:

$$Z_k = Z_z + Z_b, \quad (1)$$

Суммарный износ зубьев шестерни и колеса в контактной точке принят прямо пропорциональным значениям удельной мощности сил трения P_{fz} и P_{fb} [Вт/мм²]:

$$Z_z = I_{vz} K_q P_{fz} = I_{vz} K_q (f_z \sigma_H v_{pz}), \quad (2)$$

$$Z_b = I_{vb} K_q P_{fb} = I_{vb} K_q (f_b \sigma_H v_{pb}), \quad (3)$$

где

I_{vz} — исходное значение удельной интенсивности изнашивания для заданных условий эксплуатации [мм³/Вт];

$K_q = K_q(T)$ — коэффициент вариации интенсивности изнашивания, учитывающий изменение I_{vz} и I_{vb} в процессе эксплуатации;

$f_z = f_z(t)$ — коэффициент трения между зубьями с учетом скольжения и качения профилей [7];

$f_b = f_b(t)$ — коэффициент трения между зубьями с учетом возвратно-поступательного характера движения зубьев из-за их радиального биения [7];

$\sigma_H = \sigma_H(t)$ — контактные напряжения [МПа];

v_{pz} и v_{pb} — соответствующие значения скоростей скольжения [м/сек];

$T=T(q)$ – условное время, пропорциональное наработке [час];
 q – наработка – количество угля, добытого комбайном;
 t – реальное время во временном интервале, соответствующем повороту шестерни на один угловой шаг зуба [сек].

Благодаря введению в выражение (1) дополнительного износа Z_b , не зависящего от кинематических параметров зацепления, модель позволяет получить износ в полюсе зацепления (что подтверждается практикой), несмотря на нулевое значение скорости скольжения между зубьями.

Коэффициенты распределения суммарного износа между зубьями шестерни и колеса в точке их контакта K_z и K_b приняты прямо пропорциональными пути перемещения контактной точки по профилю зуба и обратно пропорциональными твердости их рабочих поверхностей. С учетом значений этих коэффициентов износ зубьев колеса Z_{k2} и шестерни Z_{k1} в контактной точке будет равен:

$$Z_{k2} = \frac{Z_z}{1 + K_z} + \frac{Z_b}{1 + K_b}, \quad (4)$$

$$Z_{k1} = \left(\frac{Z_z K_z}{1 + K_z} + \frac{Z_b K_b}{1 + K_b} \right) K_u. \quad (5)$$

Несмотря на то, что частота входа зубьев шестерни в зацепление больше, чем зубьев колеса, результаты экспериментального определения износа зубьев не подтвердили соответствующего превышения объемного износа зубьев шестерни по сравнению с износом зубьев колеса и поэтому в формулу (5) вместо передаточного числа введен коэффициент $K_u = K_u(t)$, определяемый на основе анализа экспериментальных данных по износу зубьев передачи, работающей в аналогичных моделируемым условиях эксплуатации.

Исходные данные для проведения численного эксперимента. Численный эксперимент по моделированию кинетики износа зубьев был выполнен на базе пары зубчатых колес одной из цилиндрических зубчатых передач привода рабочих органов угольного комбайна, по которой имелось достаточное количество данных по износу зубьев (24 зубчатых колеса из 12 обследованных комбайнов). Основные параметры исследуемой зубчатой передачи представлены в табл.1.

Информация о действительных координатах профилей изношенных зубьев была получена методом сравнения отпечатка впадины зуба с ее теоретическим отображением на проекторе при десятикратном увеличении. Отпечатки были сняты на заводе, где производился капитальный ремонт угольных комбайнов. Число точек измерения принято таким, чтобы расстояние между ними по высоте зуба не превышало половины теоретиче-

ской ширины герцовской полоски контакта. Погрешность определения износа равнялась 0.05 мм.

Таблица 1. Параметры исследуемой зубчатой передачи

Модуль и угол исходного контура	$m = 8 \text{ мм}$	$\alpha_b = 20^\circ$
Число зубьев	$z_1 = 16$	$z_2 = 51$
Коэффициент смещения исходного контура	$X_1' = 0.8$	$X_2' = 1.175$
Межосевое расстояние	$a_w = 281.57 \text{ мм}$	
Ширина зубчатого венца	$b = 75 \text{ мм}$	
Термическая обработка	цементация, HRC 58...62	
Номинальная угловая скорость шестерни	$\omega_1 = 53 \text{ рад/с}$	
Радиальное биение	$F_{r1} = 0.15 \text{ мм}$	$F_{r2} = 0.20 \text{ мм}$

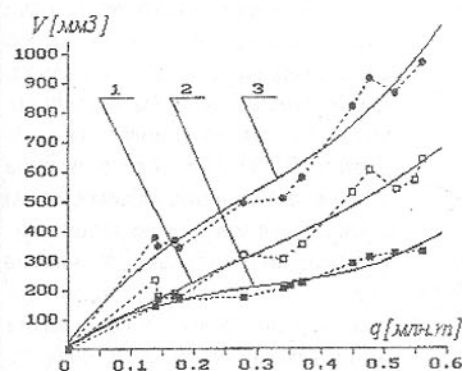


Рис.2. Зависимость объемного износа зуба от наработки (по экспериментальным данным)

На рис.2 представлена в виде поля корреляции зависимость объемного износа зуба исследуемой передачи, вычисленного по результатам измерений, для шестерни — □□□ и колеса — ■■■, а также их суммарных значений — ... в функции наработки q — объема угля, добытого комбайном до отправки его на капитальный ремонт. Значения износа зубьев, аппроксимированные степенным полиномом третьего порядка, показаны на этом же рисунке в виде сплошных кривых (1 - зуб шестерни, 2 - зуб колеса, 3 - суммарный износ зуба шестерни и колеса).

На основании результатов определения объемного износа зубьев исследуемой передачи были получены:

- коэффициент вариации интенсивности изнашивания Kq путем линеаризации первой производной от функции суммарного объемного износа (кривая 3 на рис.2),

- коэффициент частоты входа зубьев шестерни в зацепление $K_u = K_u(T)$, вычисленный на базе отношения значений объемного износа зуба шестерни (кривая 1 на рис.2) и значений объемного износа зуба колеса (кривая 2 на рис.2).

При проведении численного эксперимента были приняты следующие значения исходных параметров: максимальное число итерационных циклов изнашивания (см. рис.1) - $i_{\max}=80$ (5.3 часа компьютерного времени для компьютеров типа РС IBM с тактовой частотой 40МГц), удельная интенсивность изнашивания зубьев $I_{vz}=0.001\text{мм}^3/\text{вт}$ и $I_{vb}=0.25\text{мм}^3/\text{вт}$. Один шаг итерации соответствовал наработке 7500 тонн угля или 160 часам работы машины (4.87 млн. циклов входа зуба шестерни в зацепление) в реальном масштабе времени.

Результаты численного эксперимента. Результаты численного эксперимента сопоставлялись с экспериментальными данными по двум параметрам: объемному износу зубьев и характеру изменения формы профиля.

На рис.3 на фоне поля корреляции экспериментальных данных (см. рис.2) представлен характер изменения объемного износа зубьев шестерни (1) и колеса (2) модели исследуемой передачи в функции наработки.

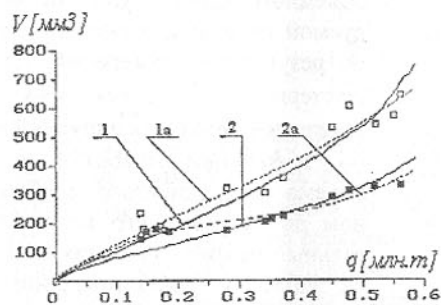


Рис.3. Зависимость объемного износа зуба модели от наработки

Из рис.3 видно, что значения объемного износа зубьев модели (кривые 1 и 2) и аппроксимированные экспериментальные значения износа (кривые 1а и 2а) довольно близки. Среднеквадратичное отклонение объемного износа зубьев модели по отношению к экспериментальным данным составляет: для шестерни 66мм^3 для колеса 38мм^3 , тогда как для аппроксимированных кривых эти значения соответственно равны 46мм^3 и 19мм^3 (при погрешности измерения износа 60мм^3).

Следовательно, можно говорить о правильности выбора параметров модели интегрального изнашивания зубьев.

Сравнительная оценка характера изменения формы профиля производилась следующим образом. С целью усреднения экспериментальных данных износа профилей зубьев исследуемые комбайны были разбиты на три группы в зависимости от относительного времени эксплуатации $T_i/T_{\max}$, в каждую из которых включалось 3-5 комбайнов так, чтобы объемный износ зуба зубчатого колеса в группе отличался от среднего износа группы на величину, не превышающую ошибку измерения износа.

Для шестерни и колеса исследуемой передачи каждой группы было построено поле корреляции результатов измерения износа по высоте зуба,

найденны координаты доверительного интервала шириной, равной 1.2 от погрешности измерения износа (рис.4), на которое накладывались результаты моделирования износа профиля зуба (сплошная линия) и границы доверительного интервала среднего эксплуатационного износа (точечная линия).

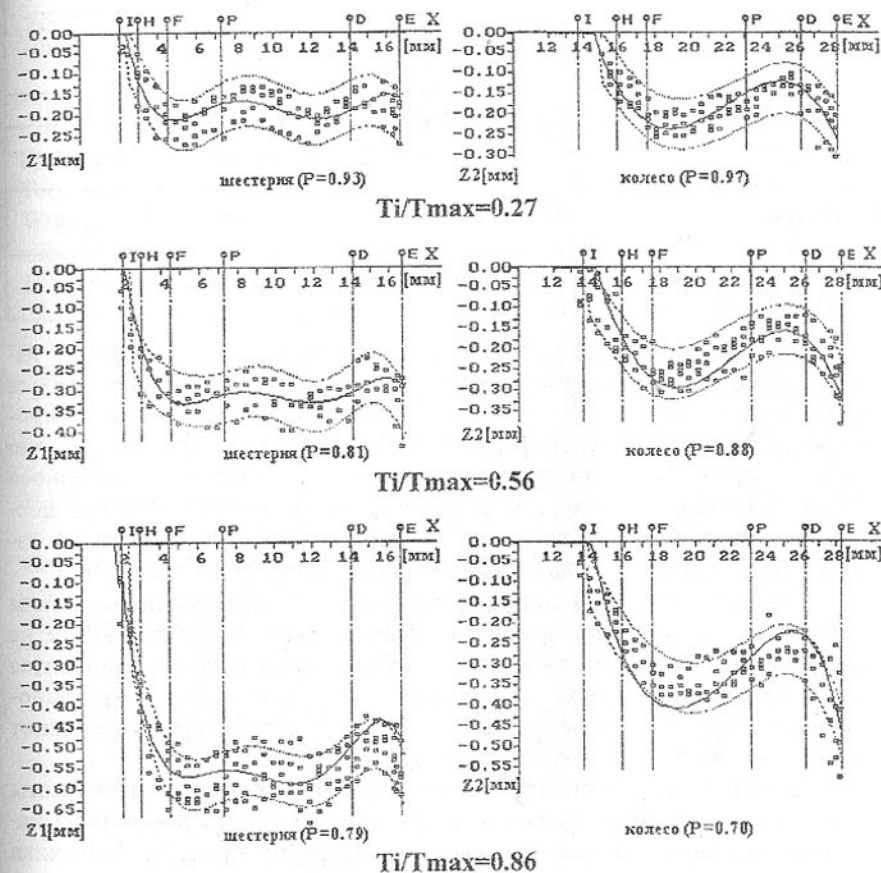


Рис.4. Сравнение прогнозируемых и экспериментальных значений износа зуба шестерни и колеса

Для оценки степени изнашивания зубьев по их высоте на рис.4 указаны характерные точки теоретического зацепления профилей: P — полюс зацепления, FD — зона однопарного зацепления, HF и DE — зоны двухпарного зацепления, E — вершина зуба, I — предельная граница износа зуба.

В табл.2 приведены значения доверительной вероятности для принятой ширины доверительного интервала в предположении законов распределения, близких к нормальному.

Таблица 2. Усредненные значения объемного износа в эксплуатации

среднее относительное время эксплуатации T_i/T_{max}	объемный износ зуба ($мм^3$)		доверительная вероятность при ширине интервала 1.2 от ошибки измерения износа	
	износ эксплуатационный	износ зуба модели	шестерня	колесо
0.27	175...236 201	146...182 155	0.93	0.97
0.56	305...354 330	176...225 202	0.81	0.88
0.86	530...642 574	284...328 299	0.79	0.70

Результаты численного эксперимента показывают, что характер износа зубьев модели достаточно хорошо соответствует характеру износа зубьев в эксплуатации. Для всех групп обследованных комбайнов с вероятностью 0.70-0.97 доверительный интервал покрывает прогнозируемую кривую износа зуба и если учесть, что экспериментальные значения износа зубьев получены в производственных условиях, то можно говорить о достаточном уровне валидности предложенной модели прогнозирования износа зубьев зубчатых передач приводов тяжело нагруженных машин.

Выводы. 1. Оценка долговечности зубчатой передачи по исходным параметрам эвольвентных профилей зубьев является приближенной и не отражает того факта, что из-за износа зубьев форма профиля становится отличной от эвольвентной, в результате чего изменяются нагрузочно-кинематические параметры контакта, которые, в свою очередь, изменяют темп изнашивания и форму профилей зубьев.

2. Разработана методика моделирования кинетики изнашивания зубьев, учитывающая непрерывное взаимовлияние формы профиля на параметры контакта и параметров контакта на форму профиля. Методика оформлена в виде пакета компьютерных моделей с дружественным интерфейсом и включает в себя кинематическую модель зацепления зубьев с произвольной формой профилей, упругую динамическую модель зубчатой передачи и модель изнашивания рабочих поверхностей зубьев на базе учета условий эксплуатации машин и соответствующих трибологических теорий.

3. Результаты численного эксперимента моделирования износа зубьев зубчатых колес привода угольного комбайна показали хорошее совпа-

дение с экспериментальными данными эксплуатационного износа как по величине интегрального износа, так и по форме износа профилей зубьев. Разработанная модель кинетики изнашивания зубьев может быть рекомендована как инструмент для прогнозирования рабочих характеристик зубчатых передач в функции времени их эксплуатации.

Список литературы. 1. Онищенко В.П. и др. Моделирование зацепления изношенных профилей зубьев зубчатых колес на ЭЦВМ и прогнозирование их долговечности. - В сб. Теория и практика расчетов деталей машин на износ. - М.: "Наука", 1983, с.99-105. 2. Онищенко В. Моделирование контакта несопряженных профилей зубьев зубчатых колес. XXXV Sympozjon „Modelowanie w mechanice”, Polit. HlNeska, Katedra Mechaniki Technicznej, z.N2, Gliwice 1996, s. 175-182. 3. Wojnarowski J., Oniszczenko W. Wplyw zmiennego przeioienia na dynamiczne nadwyiki przekiadni zkbatej napkdu kombajnu wkglowego. Warszawa. Problemy Maszyn Roboczych, Z.7, 1996. 4. Wojnarowski J., Oniszczenko W. Modelowanie dynamiki przekiadni walcowej z uwzglkdniem zmiany przeioienia wskutek zuycia zkbyw. X Konferencja Naukowa „Problemy rozwoju maszyn roboczych” Zakopane, 20-24 stycznia 1997. Komitet Budowy Maszyn PAN, Warszawa. Z.1 s.311-318. 5. Oniszczenko W. „O zagadnieniu aproksymacji profilu zkba w modelowaniu kinetyki charakterystyk przekiadni zkbatej”, Konferencja „O projektowaniu i eksploatacji maszyn”, Katedra Mechaniki Roboty i Maszyn Politechniki HlNeskiej, Gliwice, 1995. S.61. 6. Онищенко В.П. и др. О расчете на износ зубьев зубчатых колес угольных комбайнов. Республиканский межведомственный научно-технический сб. “Детали машин” №18, - Киев: “Техніка”, 1974, с.59. 7. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. Справочник. - М.: “Машиностроение”, 1986, 224 с.

СИНТЕЗ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ КРУПНОГАБАРИТНЫХ КОЛЕС НА БАЗЕ КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА

Онищенко В.П., Галкин А.С., Галкина А.С.
(ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

Интенсификация добычи и переработки горной массы способствует ускорению износа машин, что выдвигает на первый план задачу восстановления работоспособности горно-обогачительного оборудования, важную роль в эффективном функционировании которого играют зубчатые колеса крупногабаритных машин.

Одной из особенностей горно-обогачительных машин, например цементных печей, сушильных грануляторов и др., является применение в

В табл.2 приведены значения доверительной вероятности для принятой ширины доверительного интервала в предположении законов распределения, близких к нормальному.

Таблица 2. Усредненные значения объемного износа в эксплуатации

среднее относительное время эксплуатации T_i/T_{max}	объемный износ зуба ($мм^3$)		доверительная вероятность при ширине интервала 1.2 от ошибки измерения износа	
	износ эксплуатационный	износ зуба модели	шестерня	колесо
0.27	175...236 201	146...182 155	0.93	0.97
0.56	305...354 330	176...225 202	0.81	0.88
0.86	530...642 574	284...328 299	0.79	0.70

Результаты численного эксперимента показывают, что характер износа зубьев модели достаточно хорошо соответствует характеру износа зубьев в эксплуатации. Для всех групп обследованных комбайнов с вероятностью 0.70-0.97 доверительный интервал покрывает прогнозируемую кривую износа зуба и если учесть, что экспериментальные значения износа зубьев получены в производственных условиях, то можно говорить о достаточном уровне валидности предложенной модели прогнозирования износа зубьев зубчатых передач приводов тяжело нагруженных машин.

Выводы. 1. Оценка долговечности зубчатой передачи по исходным параметрам эвольвентных профилей зубьев является приближенной и не отражает того факта, что из-за износа зубьев форма профиля становится отличной от эвольвентной, в результате чего изменяются нагрузочно-кинематические параметры контакта, которые, в свою очередь, изменяют темп изнашивания и форму профилей зубьев.

2. Разработана методика моделирования кинетики изнашивания зубьев, учитывающая непрерывное взаимовлияние формы профиля на параметры контакта и параметров контакта на форму профиля. Методика оформлена в виде пакета компьютерных моделей с дружественным интерфейсом и включает в себя кинематическую модель зацепления зубьев с произвольной формой профилей, упругую динамическую модель зубчатой передачи и модель изнашивания рабочих поверхностей зубьев на базе учета условий эксплуатации машин и соответствующих трибологических теорий.

3. Результаты численного эксперимента моделирования износа зубьев зубчатых колес привода угольного комбайна показали хорошее совпа-

дение с экспериментальными данными эксплуатационного износа как по величине интегрального износа, так и по форме износа профилей зубьев. Разработанная модель кинетики изнашивания зубьев может быть рекомендована как инструмент для прогнозирования рабочих характеристик зубчатых передач в функции времени их эксплуатации.

Список литературы. 1. Онищенко В.П. и др. Моделирование зацепления изношенных профилей зубьев зубчатых колес на ЭЦВМ и прогнозирование их долговечности. - В сб. Теория и практика расчетов деталей машин на износ. - М.: "Наука", 1983, с.99-105. 2. Онищенко В. Моделирование контакта несопряженных профилей зубьев зубчатых колес. XXXV Sympozjon „Modelowanie w mechanice”, Polit. HlNeska, Katedra Mechaniki Technicznej, z.N2, Gliwice 1996, s. 175-182. 3. Wojnarowski J., Oniszczenko W. Wplyw zmiennego przeioienia na dynamiczne nadwyiki przekiadni zkbatej napkdu kombajnu wkglowego. Warszawa. Problemy Maszyn Roboczych, Z.7, 1996. 4. Wojnarowski J., Oniszczenko W. Modelowanie dynamiki przekiadni walcowej z uwzglkdniem zmiany przeioienia wskutek zuycia zkbtyw. X Konferencja Naukowa „Problemy rozwoju maszyn roboczych” Zakopane, 20-24 stycznia 1997. Komitet Budowy Maszyn PAN, Warszawa. Z.1 s.311-318. 5. Oniszczenko W. „O zagadnieniu aproksymacji profilu zkbw w modelowaniu kinetyki charakterystyk przekiadni zkbatych”, Konferencja „O projektowaniu i eksploatacji maszyn”, Katedra Mechaniki Roboty i Maszyn Politechniki HlNeskiej, Gliwice, 1995. S.61. 6. Онищенко В.П. и др. О расчете на износ зубьев зубчатых колес угольных комбайнов. Республиканский межведомственный научно-технический сб. “Детали машин” №18, - Киев: “Техніка”, 1974, с.59. 7. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. Справочник. - М.: “Машиностроение”, 1986, 224 с.

СИНТЕЗ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ КРУПНОГАБАРИТНЫХ КОЛЕС НА БАЗЕ КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА

Онищенко В.П., Галкин А.С., Галкина А.С.
(ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

Интенсификация добычи и переработки горной массы способствует ускорению износа машин, что выдвигает на первый план задачу восстановления работоспособности горно-обогачительного оборудования, важную роль в эффективном функционировании которого играют зубчатые колеса крупногабаритных машин.

Одной из особенностей горно-обогачительных машин, например цементных печей, сушильных грануляторов и др., является применение в

приводах рабочих органов открытых зубчатых передач с колесами диаметром 2...6 м, которые из-за запыленности окружающей среды и малой твердости рабочей поверхности зубьев подвергаются значительному изнашиванию в процессе эксплуатации. Как правило, такие колеса редко поставляются в запасные части поскольку в большинстве случаев такие машины экспортируются из других стран. В случае необходимости колеса изготавливаются по специальным заказам, что стоит очень дорого и, кроме того, высока стоимость их транспортировки к месту монтажа.

В связи с этим возникает необходимость в организации восстановления работоспособности зубьев крупногабаритных зубчатых колес на производственной базе ремонтных цехов горно-обогатительных фабрик и комбинатов. Наиболее эффективным методом восстановления изношенной поверхности зубьев является метод электродуговой наплавки износостойкого слоя, после чего требуется механическая обработка для удаления припуска и формирования эвольвентного профиля.

Ремонтно-механические подразделения горно-обогатительных комбинатов обычно не располагают зубофрезерными станками требуемых характеристик, в связи с чем возникает необходимость разработки сравнительно простых устройств для обеспечения движения обрабатывающего инструмента по эвольвентной траектории с заданной точностью.

В качестве такого устройства предлагается установка для ремонта зубьев зубчатых колес диаметром 2...6 м [1,2]. Установка включает в себя следующие основные узлы: механизм моделирования эвольвентной траектории, механизм деления, зубообрабатывающий механизм и механизм его перемещения.

Кинематическая схема и основные параметры механизма моделирования эвольвентной траектории. Механизм представляет собой шестизвенный кулисный механизм, кинематическая схема которого представлена на рис. 1.

Механизм для воспроизводства эвольвентной траектории включает в себя пять подвижных звеньев, связанных между собой и с корпусом (6) плоскими кинематическими парами второго класса: ползун (4), шатун (5) с установленным на нём зубообрабатывающим устройством (ЗУ), камень кулисы (3), кулису (1) и коромысло (2).

Траектория движения ползуна касательна к основной окружности обрабатываемого зубчатого колеса радиуса R_b с центром в точке O . Входным (ведущим) звеном является кулиса, выходным - ползун, точка D которого при соответствующем подборе длин звеньев описывает в системе координат, связанных с кулисой, кривую, очень близкую к эвольвентному профилю (ЭП).

Настройка механизма производится для каждого типоразмера ремон-

тируемого колеса путем изменения (регулировки) следующих размеров: длины коромысла L_2 , смещения e центра поворота коромысла O_1 , смещения шарнира ползуна h , рабочей длины ползуна L_4 .

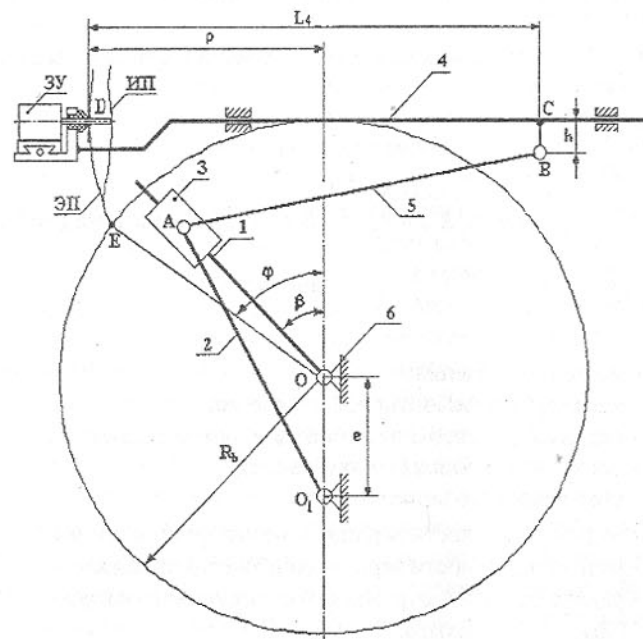


Рис.1. Кинематическая схема механизма для воспроизводства эвольвентной траектории

Длина шатуна принята постоянной для всех типоразмеров колес и равной $L_5=2$ м. Математические зависимости для вычисления значений параметров настройки механизма, обеспечивающих получение эвольвентной траектории с высокой точностью, приведены в таблице 1.

Таблица 1. Параметры настройки механизма

Параметр	Математическая зависимость
Смещение центра поворота коромысла	$e = 0.5R_b$
Смещение шарнира шатуна	$h = 0.7R_b \sin^2(0.5\beta_{max})$
Длина коромысла	$L_2 = R_b + e$
Рабочая длина ползуна	$L_4 = \sqrt{L_5^2 - h^2} + R_b \frac{\varphi_{max} + \varphi_{min}}{2}$

Величины, входящие в формулы для вычисления параметров настройки механизма вычисляются следующим образом:

$R_b = 0.5mz \cos \alpha_b$ - радиус основной окружности;

$\beta_{max} = 0.5(\varphi_{max} - \varphi_{min})$ - амплитуда качания кулисы;

$\varphi_{max} = \sqrt{\left(\frac{R_a}{R_b}\right)^2 - 1}$ - максимальный угол развернутости эвольвенты;

$\varphi_{min} = \sqrt{\left(\frac{R_{min}}{R_b}\right)^2 - 1} \geq 0$ - минимальный угол развернутости эвольвенты;

$R_{min} = \sqrt{R_b^2 + (a_{\omega} \sin \alpha - \sqrt{R_{as}^2 - R_{bs}^2})^2}$ - граница рабочей зоны профиля;

$\alpha_{\omega} = \arccos\left(\frac{m(z + z_s) \cos \alpha_b}{2a_{\omega}}\right)$ - угол зацепления;

где

m - модуль зацепления;

z - число зубьев ремонтируемого колеса;

a_{ω} - межосевое расстояние ремонтируемой передачи;

z_s - число зубьев сопряженного колеса;

$\alpha_b = 20^\circ$ - угол исходного контура;

R_a - радиус окружности вершин ремонтируемого колеса;

R_s - радиус окружности вершин сопряженного колеса;

R_{bs} - радиус основной окружности сопряженного колеса
($R_{bs} = 0.5mz_s \cos \alpha_b$).

Функционирование механизма. Механизм моделирования эвольвентной траектории работает следующим образом. Предварительно производится настройка его параметров, вычисленных по зависимостям, приведенных в табл.1, применительно к обработке зубчатого колеса конкретной передачи.

Зубчатое колесо закрепляется на валу, установленным соосно с валом кулисы и механизмом деления, (механизм деления на рис.1 не показан), с помощью фрикционных муфт. В простейшем случае, в качестве механизма деления может быть использовано ремонтируемое зубчатое колесо, фиксируемое на время обработки зуба зубчатым стопором, входящим во впадину зубьев. При этом муфты блокируются таким образом, чтобы при соединении вала кулисы с валом зубчатого колеса механизм деления был зафиксирован и отсоединен от него и, соответственно, вал кулисы фиксируется и отсоединяется от вала зубчатого колеса при соединении последнего с валом механизма деления.

За счет вращения зубчатого колеса и поворота кулисы относительно

него производится установка рабочей зоны зубообрабатывающего инструмента на вершине зуба у одного из его торцев, после чего при неподвижной кулисе (связанной с зубчатым колесом) зубообрабатывающий механизм перемещается вдоль зуба колеса, производя его обработку. После того, как обрабатывающий инструмент выйдет из контакта с зубом он перемещается в исходное положение, а кулиса с зубчатым колесом поворачивается на угол, обеспечивающий перемещение инструмента вдоль эвольвенты на 0.1-0.5 ширины зоны обработки (в зависимости от требуемой точности).

По окончании обработки всего зуба реверсируется движение кулисы и инструмент устанавливается в исходное положение, после чего кулиса фиксируется, а зубчатое колесо отсоединяется от вала кулисы и соединяется с валом механизма деления, который поворачивает колесо относительно кулисы на один угловой шаг. Затем фиксируется вал механизма деления, а зубчатое колесо отсоединяется от него, соединяется с валом кулисы и производится обработка очередного зуба зубчатого колеса. Процесс повторяется до окончания обработки всех зубьев зубчатого колеса.

Первым этапом ремонта зубьев зубчатого колеса является восстановление изношенной поверхности зуба за счет напыления износостойкого порошка при малом износе зуба или электродуговая наплавка износостойким электродом при значительной степени износа. При этом в качестве зубообрабатывающего устройства применяется, соответственно, плазменный пистолет или сварочный полуавтомат. Нарращивание поверхности происходит только в месте износа зуба (ИП на рис.1), что позволяет снизить расход дорогостоящих износостойких материалов. По окончании обработки зуба получается поверхность близкая к эвольвентному профилю.

Вторым этапом является чистовая механическая обработка зубьев. В зависимости от твердости поверхности она производится либо фрезерной, либо шлифовальной головками, устанавливаемыми вместо наплавочного полуавтомата.

Точность воспроизводства эвольвентного профиля зависит от значений параметров настройки механизма e и h (см. табл.1). Отклонение фактического профиля зуба от эвольвенты δ , измеренное в направлении нормали к ней, можно найти в функции угла поворота кулисы β по следующей формуле [2]:

$$\delta = \sqrt{L_5^2 - h^2} - \sqrt{L_5^2 - (h - R_b + l_k \cos \beta)^2} + l_k \sin \beta - R_b \beta, \quad (1)$$

где

$l_k = e(\sqrt{\cos^2 \beta + 8} - \cos \beta)$ - расстояние от оси поворота кулисы до центра шарнира камня (АО на рис.1);

$\beta = \varphi - 0.5(\varphi_{max} + \varphi_{min})$ - текущее значение угла поворота кулисы;

φ - угол развернутости эвольвенты
($\varphi_{\min} \leq \varphi \leq \varphi_{\max}$).

Погрешность профиля определяется максимальной шириной зоны между двумя эвольвентами, внутри которой находится действительный профиль зуба

$$\delta_f = \delta_{\max} - \delta_{\min}. \quad (2)$$

Допуск на погрешность профиля f_f устанавливается национальными стандартами в зависимости от параметров зубчатого колеса и требуемой точности изготовления. Так, согласно приложению к ГОСТ 1643-81 погрешность профиля может быть вычислена по формуле

$$f_f = \left[k_1 m \left(1 - \frac{z}{80} \right) + k_2 \right] 10^{-3}, \text{ [мм]} \quad (3)$$

Значения коэффициентов k_1 и k_2 , входящих в формулу (3), в зависимости от степени точности изготовления зубчатого колеса приведены в табл.2.

Таблица 2. Значения коэффициентов k_1 и k_2 , входящих в формулу (3)

Степень точности	k_1 [мкм/мм]	k_2 [мкм]
6	0.63	6.3
7	1.00	8.0
8	1.60	10.0
9	2.50	16.0
10	4.00	25.0

Зубчатое считается пригодным к эксплуатации, если выполняется условие:

$$\delta_f \leq f_f. \quad (4)$$

Численный эксперимент. Анализ погрешности профиля, имеющей место при функционировании механизма, моделирующего эвольвентную траекторию, и сравнение этой погрешности с допустимыми значениями проведен на базе прямозубых цилиндрических колес зубчатых колес с диаметрами делительной окружности $D=1.0-6.0$ м в диапазоне модулей зацепления $m=20-55$ мм, что характерно для большинства крупногабаритных зубчатых колес горно-обогатительных машин. При этом минимальный радиус рабочей зоны профиля определялся по приближенной формуле: $R_{\min} = 0.5m(z-2)$. В качестве примера на рис.2 представлены результаты

вычислений по формулам (1) и (3) при модуле зацепления $m=55$ мм. Пунктиром показаны: f_{f6} - допуск на погрешность профиля при 6-й, f_{f7} - 7-й степени точности.

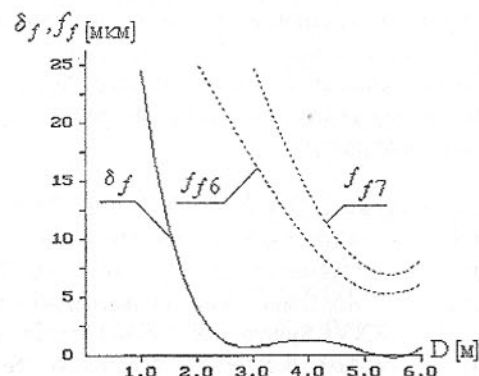


Рис.2. Погрешность моделирования эвольвентного профиля δ_f в зависимости от диаметра колеса при модуле $m=55$ мм

Результаты численного эксперимента (рис.2), выполненного в предположении точного изготовления длин всех звеньев механизма, показывают, что в диапазоне диаметров зубчатых колес 1.0-6.0 м условие (4) выполняется даже для 6-й степени точности, в том числе и для колес с модулем $m=55$ мм, при котором погрешность является наибольшей.

Кроме соотношения параметров механизма на качество воспроизводства эвольвентного профиля влияет также точность выполнения основных размеров механизма. Так, для обеспечения 8-й степени точности по погрешности профиля в диапазоне 2.0-6.0 м смещение центра поворота коромысла e (см. табл.1) необходимо выполнить с точностью ± 0.1 мм, тогда как смещение шарнира шатуна h можно регулировать с точностью ± 1.0 мм. При этом все кинематические пары должны выполняться беззазорными.

Таким образом, с помощью предложенного механизма в диапазоне диаметров зубчатых колес 2.0-6.0 м можно гарантировать изготовление эвольвентных зубьев с достаточно высокой точностью, особенно если учесть, что обычно к таким зубчатым колесам предъявляются требования не точнее 9-й степени точности.

Выводы. Предложена кинематическая схема и подобраны параметры звеньев механизма, обеспечивающие движение крайней точки выходного звена по эвольвентной траектории.

Разработана методика определения погрешности воспроизводства эвольвентной траектории профиля зуба зубчатого колеса с учетом точности настройки механизма.

Предложенная методика подбора параметров механизма позволяет разработать конструкцию установки для получения эвольвентного профиля зубьев зубчатых колес диаметром 2-6 м вплоть до 7-ой степени точности по погрешности профиля (с учетом реально достижимой точности длин звеньев механизма) на производственной базе ремонтных цехов горно-обогатительных предприятий.

Список литературы. 1. Онищенко В.П. и др. "Устройство для восстановления рабочих свойств изношенных эвольвентных поверхностей зубьев крупногабаритных зубчатых колес", Авт. свид. СССР №1504902, 1987. 2. Онищенко В.П. "Моделирование эвольвентной траектории стержневым механизмом". XXXVI Sympozjom "Modelowanie w mechanice" 16-20.02.1997. Zeszyty naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej Z.N4. Politechnika Hulska, Gliwice, 1997 s.269-274.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВЫСОКОСЛОЖНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Петтик Ю.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Колебания машин и оборудования носят отрицательный характер, снижая эффективность и производительность технологических систем.

Одной из главных причин снижения эффективности работы горного оборудования при бурении шахтных стволов являются продольные колебания, которые часто приводят к разрушению бурового инструмента и сооружений. Поэтому, вопросы связанные с изучением колебаний сложных, многомассовых технологических систем весьма актуальны.

Рассмотрим колебания высокосложной технической системы, выпускаемой горным машиностроением и собираемой в условиях Донбасса - реактивно-турбинной системы [1]. Особый интерес представляет преемственность результатов моделирования и расчетов, полученных на примере реактивно-турбинных многомассовых, высокосложных технических систем для общего машиностроения, в различных подотраслях которого можно использовать полученные результаты.

Основными элементами буровой системы реактивно-турбинного бурения (РТБ), определяющими характер продольных колебаний бурового става, являются буровая колонна с погонной массой m , сосредоточенная

масса утяжелителя M_2 , масса режущего инструмента M_3 на упругих связях с коэффициентом жесткости c_2 . В верхнем сечении колонны находится талевая система с массой M_1 и жесткостью c_1 (в основном режиме работы), а в режиме вспомогательном под M_1 следует считать массу ротора рис. 1, [1,4].

Расчетная схема такой системы с распределенными параметрами и дискретными массами представлена на рис. 2, где через k обозначены коэффициенты линейного сопротивления движению со стороны окружающей среды, E - модуль упругости материала трубы, МПа, F - площадь сечения трубы, m^2 , а на режущем инструменте может быть гармоническая возмущающая нагрузка $P(t) = P \sin \theta t$ с амплитудным значением P и циклической частотой θ .

Дифференциальное уравнение движения сечений колонны

$$m \ddot{u}(x, t) + k \dot{u}(x, t) = EF u''(x, t). \quad (1)$$

Граничные условия, составленные из условий динамического равновесия масс M_1 и M_2 , имеют вид:

$$M_1 \ddot{u}(0, t) + c_1(u(0, t) - y_0(t)) = EF u'(x, t), \quad (2)$$

$$M_2 \ddot{u}(l, t) + k_2 \dot{u}(l, t) + EF u'(l, t) - c_2(y_3(t) - u(l, t)) = 0 \quad (3)$$

К этим уравнениям следует добавить дополнительное уравнение равновесия массы M_3

$$M_3 \ddot{y}_3(t) + k_3 \dot{y}_3(t) + c_2(y_3(t) - u(l, t)) + P \sin \theta t = 0. \quad (4)$$

Так как $P(t) = P \sin \theta t = P J m e^{i \theta t}$, то уравнение движения, т.е. решение уравнения (1), ищем в виде

$$u(x, t) = J m C(x) e^{i \theta t}, \quad C(x) = A(x) i + B(x). \quad (5)$$

Аналогично представляем уравнения движения точки подвески

$$y_0(t) = J m D_0(x) e^{i \theta t}, \quad D_0(x) = a_0(x) i + b_0(x) \quad (6)$$

и груза M_3

$$y_3(t) = J m D_3 e^{i \theta t}, \quad D_3 = a_3 i + b_3. \quad (7)$$

Подстановка этих уравнений в (2)-(4) приводит к системе амплитудных уравнений:

$$C''(x) + \frac{m \theta^2 - k i \theta}{EF} C(x) = 0, \quad (8)$$

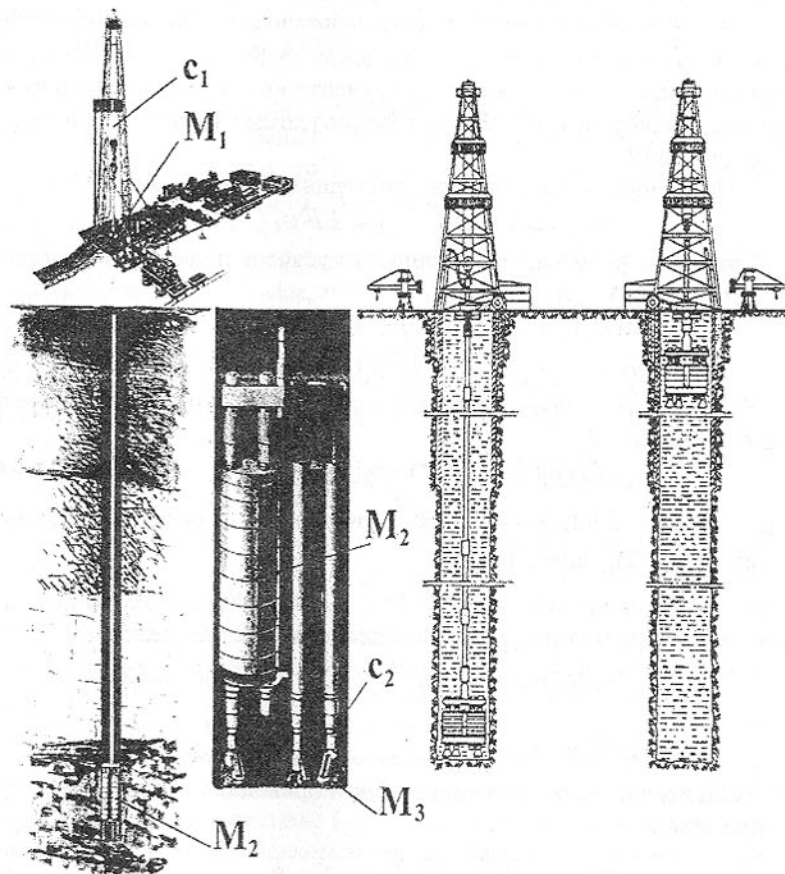
$$C(0)(c_1 - M_1 \theta^2) - c_1 D_0(0) - EF C'(0) = 0,$$

$$C'(l) + \frac{k_2 i \theta - M_2 \theta^2 + c_2}{EF} C(l) - \frac{c_2}{EF} D_3 = 0, \quad (9)$$

$$D_3(c_2 + k_3 i \theta - M_3 \theta^2) - c_2 C(l) + P = 0. \quad (10)$$

Из последнего уравнения находим

$$D_3 = \frac{c_2 C(l) - P}{c_2 + k_3 i \theta - M_3 \theta^2} \quad (11)$$



а) буровая установка и агрегат реактивно-турбинного бурения б) буровая установка на забое и при спуске-подъеме
Рис 1. Общий вид буровой установки РТБ

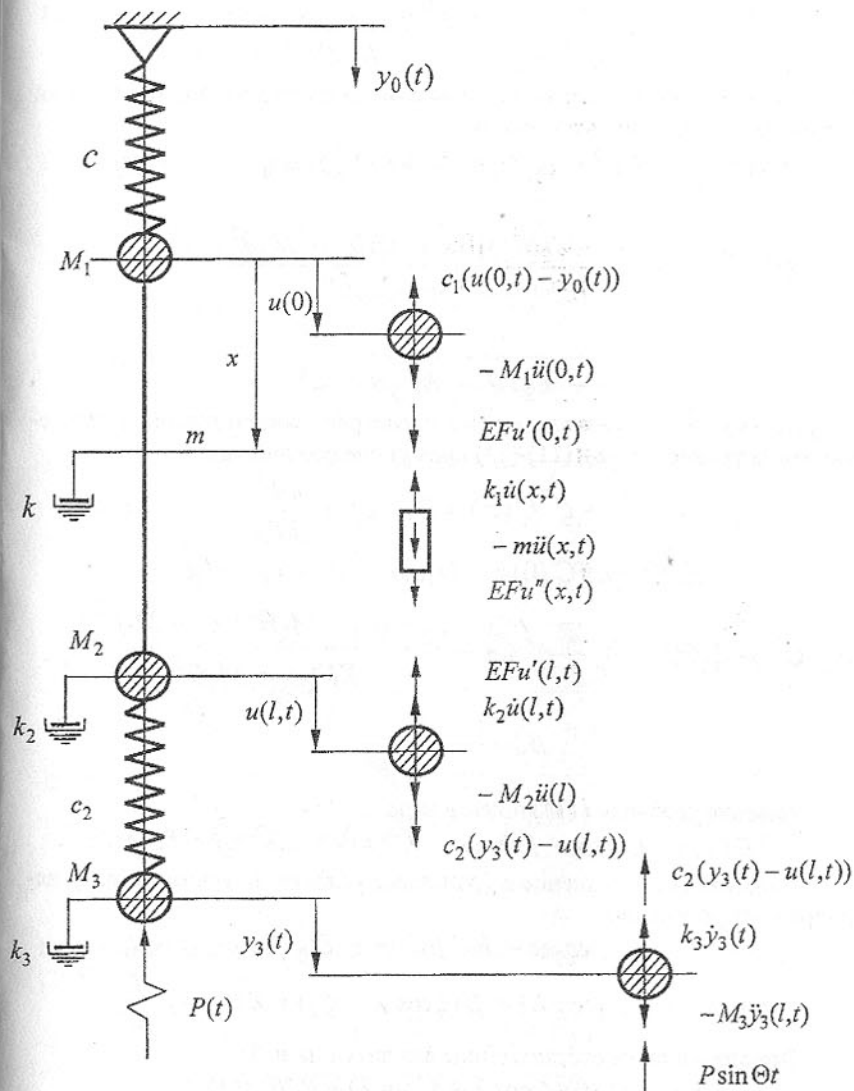


Рисунок 2. Расчетная схема установки РТБ и подставляем в (9)

$$C'(l) + \frac{k_2 i \theta - M_2 \theta^2 + c_2}{EF} C(l) - \frac{c_2^2}{EF(c_2 + k_2 i \theta - M_3 \theta^2)} C(l) =$$

$$= \frac{c_2 P}{EF(c_2 + k_2 i \theta - M_3 \theta^2)}.$$

Так получаем дифференциальное уравнение амплитуд колебаний сечений колонны (8) с краевыми условиями

$$C(0)(c_1 - M_1 \theta^2) - c_1 D_0(0) - EFC'(0) = 0, \quad (12)$$

$$C'(l) + \frac{[(c_2 + k_2 i \theta) - M_2 \theta^2] \cdot [(c_2 + k_2 i \theta^2) - M_3 \theta^2] - c_2^2}{EF(c_2 + k_2 i \theta - M_3 \theta^2)} C(l) =$$

$$= \frac{c_2}{c_2 + k_2 i \theta - M_3 \theta^2} \frac{P}{EF}. \quad (13)$$

Для решения задачи сначала нужно пренебречь сопротивлением движению, когда уравнения (8), (11)-(13) примут следующий вид:

$$C''(x) + \zeta^2 C(x) = 0, \quad \zeta^2 = \frac{m \theta^2}{EF}, \quad (14)$$

$$\alpha_0 C(0) - EFC'(0) = c_1 D_0(0), \quad \alpha_0 = c_1 - M_1 \theta^2,$$

$$C(l) - \zeta_2 C(l) = \beta_p \frac{P}{EF}, \quad \zeta_2^2 = \frac{c_2^2 - (c_2 - M_2 \theta^2)(c_2 - M_3 \theta^2)}{EF(c_2 - M_3 \theta^2)},$$

$$\beta_p = \frac{c_2}{c_2 - M_3 \theta^2}.$$

Решение уравнения (14) ищем в виде

$$C(x) = \alpha \cos \zeta x + \beta \sin \zeta x, \quad C'(x) = -\alpha \zeta \sin \zeta x + \beta \zeta \cos \zeta x.$$

Подставляя это решение в граничные условия, получим систему неоднородных уравнений

$$\alpha_0 \alpha - EF \beta \zeta = c_1 D_0(0), \quad \lambda = \xi l,$$

$$-\alpha (\zeta \sin \lambda + \zeta_2 \cos \lambda) + \beta (\zeta \cos \lambda - \zeta_2 \sin \lambda) = \beta_p \frac{P}{EF}.$$

Отсюда находим составляющие амплитуд α и β :

$$\alpha = [c_1 D_0(0)(\zeta \cos \lambda - \zeta_2 \sin \lambda) + P \zeta \beta_p] / Det,$$

$$\beta = \left[c_1 D_0(0)(\zeta \sin \lambda + \zeta_2 \cos \lambda) - \frac{P}{EF} \alpha_0 \beta_p \right] / Det,$$

$$Det = \alpha_0 (\zeta \cos \lambda - \zeta_2 \sin \lambda) - EF \zeta (\sin \lambda + \zeta_2 \cos \lambda). \quad (15)$$

Если в определителе Det заменить θ на ω и приравнять его нулю, то получим частотное уравнение

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{\zeta (\alpha_0 - EF \zeta_2)}{\alpha_0 \zeta_2 + EF \zeta_2}.$$

Подставляя сюда

$$\zeta^2 = \frac{m \omega^2}{EF} = \frac{m}{EF} \frac{\tilde{k}^2 EF}{m} = \tilde{k},$$

$$\alpha_0 = c_1 - M_1 \frac{\tilde{k}^2 EF}{m} = c_1 - \frac{M_1}{ml} \frac{EF}{l} \lambda^2 = c_1 - \eta_1 \frac{EF}{l} \lambda^2,$$

$$\zeta_2^2 = \frac{c_2^2 - (c_2 - \lambda^2 \eta_2 \frac{EF}{l})(c_2 - \lambda^2 \frac{EF}{l} \eta_3)}{EF(c_2 - \lambda^2 \frac{EF}{l} \eta_3)},$$

$$\eta_3 = \frac{M_3}{ml}, \quad \eta_2 = \frac{M_2}{ml},$$

получим

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{\lambda \left[\frac{c_1 l}{EF} - \lambda^2 \eta_1 - \frac{c_2 l}{EF} \frac{1 - (1 - \lambda^2 \frac{EF}{c_2 l} \eta_2)(1 - \lambda^2 \frac{EF}{c_3 l} \eta_3)}{1 - \lambda^2 \frac{EF}{l} \eta_3} \right]}{\frac{c_1 l}{EF} (1 - \frac{\lambda^2 EF}{c_1 l} \eta_1) \frac{c_2 l}{EF} \frac{1 - (1 - \lambda^2 \frac{EF}{c_2 l} \eta_2)(1 - \lambda^2 \frac{EF}{c_3 l} \eta_3)}{1 - \lambda^2 \frac{EF}{l} \eta_3} + \lambda^2} \quad (16)$$

В частности, если $M_3=0$, $c_2=0$, то уравнение (16) примет следующий вид [2, 3]

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{1 - \frac{EF}{c_1 l} \lambda^2 (\eta_1 + \eta_2)}{\lambda \eta_2 + \lambda \frac{EF}{c_1 l} (1 - \lambda^2 \eta_1 \eta_2)}. \quad (17)$$

Если $M_1=\infty$, что соответствует заземленному стержню с одной массой внизу, то получим известное уравнение

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{1}{\lambda \eta_2},$$

а для свободного стержня, когда $\eta_2=0$, $\operatorname{tg} \lambda=\infty$, т.е. спектр частот равен

$$\omega = \tilde{k} \sqrt{\frac{EF}{m}} = \frac{2n-1}{2l} \pi \sqrt{\frac{EF}{m}}.$$

Расчетная формула (16) позволяет проанализировать влияние сосредоточенных масс на спектр частот собственных колебаний буровой колонны. Так как массы M_1 и M_3 небольшие по сравнению с массой M_2 , то пренебрегая ими получаем простое трансцендентное уравнение для вычисления собственных чисел

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{c_1 l}{\lambda EF} \frac{1 - \lambda^2 \eta_2 \frac{EF^2}{c_1 l}}{1 - \lambda^3 \frac{c_2}{c_1} \eta_2}. \quad (18)$$

Зная собственные числа λ , легко найти спектр частот собственных колебаний

$$\omega = \frac{\lambda}{l} \sqrt{\frac{EF}{m}}. \quad (19)$$

Решение уравнения (8) на вынужденные колебания также можно упростить, так как сопротивлением движению окружающей среды на буровую колонну можно пренебречь.

При практической реализации вышеизложенной теоретической модели, с помощью вычислительных средств и варьировании исходных параметров буровой установки РТБ-3200: $m=35$ кг/м; $M_1=8300$ кг; $M_2=30000$ кг; $M_3=2100$ кг; $c_2=3 \cdot 10^8 \dots 8 \cdot 10^8$ Н/м; $c_1=5 \cdot 10^7 \dots 8 \cdot 10^7$ Н/м были исследованы и определены первые пять частот колебаний.

Из результатов автоматизированных вычислений для диапазона глубин бурения l от 50 до 700 м и инвариантных значений $c_1=5 \cdot 10^7$ Н/м и $c_2=3 \cdot 10^8$ Н/м первая собственная частота ω_1 изменяется от 23 с^{-1} до 5 с^{-1} , вторая ω_2 от 92 с^{-1} до 24 с^{-1} , а третья ω_3 от 100 с^{-1} до 45 с^{-1} . В тоже время, исследовано влияние жесткости талевой системы на первые четыре собственные частоты агрегата при $c_1=5 \cdot 10^7 \dots 8 \cdot 10^7$ Н/м и погрешности $\Delta \omega$. Для первой частоты $\Delta \omega$ не превышает 7% и уменьшается до 1% при изменении l от 50 м до 700 м, второй 12% на глубине 200 м, третьей 19% на глубине ствола 350 м и 7% для четвертой на глубине погружения 600 м.

Сравнение числовых значений собственных частот колебаний системы с частотами вынужденных колебаний позволит избежать резонансных

и аварийных режимов работы всей системы в целом, что должно учитываться при разработке практических рекомендаций. Предложенные выводы и модели могут быть использованы при исследовании многомассовых, высокосложных систем общего и специального машиностроения.

Список литературы: 1. Жиленко Н.П., Краснощек А.А. Справочное пособие по реактивно-турбинному бурению. -М, Недра, 1987. 309с. 2. Шевченко Ф.Л. Механика упругих деформируемых систем, часть 3. Динамическое воздействие нагрузок. -Киев: УМК ВО, 1993. 86 с. 3. Шевченко Ф.Л., Улитин Г.М. Динамические задачи стержневых систем. - Киев: ИСИО, 1995. 97с. 4. Петтик Ю.В. Развитие теории динамики и кинематики буровых комплексов для проходки шахтных стволов / В кн."Прогрессивные технологии машиностроения и современность". Сб. трудов научно-технической конференции в г.Севастополе 9-12 сентября 1997.Донецк. С.193-195.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ЗУБЬЯМИ ЗУБЧАТОЙ МУФТЫ

Польченко В.В., Соловей А.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Зубчатые муфты, входящие во многие механизмы и машины, относятся к ответственным узлам, зачастую определяющим их надежность и долговечность. По своей конструкции и назначению зубчатые муфты принадлежат к жестким компенсирующим устройствам и применяются для соединения валов с погрешностью монтажа - смещением и перекосом.

При вращении муфты без нагрузки в зависимости от наличия и отсутствия погрешностей изготовления элементов муфты и центрирования соединяемых валов в контакте находится одна или две пары зубьев.

В муфте с центрированием при вращении без нагрузки оси обоймы и втулки в общем случае не совпадают. Это приводит к тому, что в контакте находятся две пары зубьев при отсутствии погрешностей изготовления или одна пара зубьев при наличии погрешностей изготовления.

В муфте без центрирования, благодаря наличию зазора между окружностью выступов втулки и окружностью впадин обоймы, оси обоймы и втулки совпадают (самоустанавливаются) и в результате в контакте на холостом ходу всегда будут находиться две пары зубьев.

Зубья муфты имеют определенную податливость. При приложении нагрузки первая пара или первая пары зубьев деформируются, что приводит к перераспределению зазоров между всеми зубьями (зазоры уменьшаются). Если деформация первой пары зубьев больше или равна зазору во

второй паре, то она вступит в контакт. При дальнейшем росте все большее число зубьев вступает в контакт и в работу.

Последней парой зубьев, вступившей в контакт, будет та, у которой зазор равен или меньше деформации пары зубьев, первой вступившей в работу. Таким образом, в зависимости от наличия или отсутствия центрирования в зацеплении муфты возникает одна или две контактные зоны [1].

Увеличение числа пар зубьев при приложении нагрузки происходит симметрично относительно пары, первой вступившей в контакт, т.к. зазоры также симметрично распределяются относительно оси наибольших перекосов.

Угол взаимного контактирования зубьев втулки и обоймы изменяется с изменением угла положения зуба. С изменением угла взаимного контактирования изменяется жесткость зуба.

Полная упругая деформация зубьев складывается из деформации изгиба, сдвига, кручения и контактного сжатия и принимается пропорционально приложенной нагрузке [2]

$$P_i = c_i \delta_i, \quad (1)$$

где P_i - усилие, воспринимаемое i -ым зубом; c_i - коэффициент пропорциональности, характеризующий жесткость зуба; δ_i - величина перемещения i -го зуба.

Сформулируем условие совместности перемещений. Перемещение точки контакта $i+1$ -ой пары зубьев в направлении нормали должно отличаться от перемещения δ_i точки контакта i -ой пары зубьев на величину разности зазоров j_{i+1} и j_i между этими парами зубьев

$$\delta_i - \delta_{i-1} + j_i - j_{i-1} = 0. \quad (2)$$

Подставив в (1) выражение δ_i из (2), после преобразований получим

$$P_{i+1} = P_i \frac{c_i + 1}{c_i} \left(\frac{\delta_i - j_{i+1} + j_i}{\delta_i} \right), \quad P_i = P_1 \frac{c_n}{c_1} \left(\frac{\delta_1 - j_n}{\delta_i} \right). \quad (3)$$

Используя условие равновесия сил

$$P_0 = P_1 + 2P_2 + 2P_3 + \dots + 2P_n \quad (4)$$

получим систему уравнений из n уравнений и n неизвестными, для решения которой необходимо знать величину суммарного перемещения пары зубьев, первой вступившей в работу, относительную жесткость зубьев и суммарную их деформацию.

В пределах контактной зоны площадка контакта перемещается между торцом и серединой зуба втулки. Поэтому при прохождении пары зубьев через контактную зону ее жесткость непрерывно изменяется. Таким образом, в данный момент времени в передаче мощности участвуют зубья с различной жесткостью.

Полное перемещение для зуба с криволинейной образующей складывается из частных деформаций изгиба δ_u , контактного сжатия δ_k и перемещения δ_0 обусловленного упругой деформацией прилегающей к зубу части обода

$$\delta = \delta_u + \delta_k + \delta_0. \quad (5)$$

На составляющие суммарного перемещения, обусловленные деформациями изгиба и контактного сжатия, воздействовать, в смысле их увеличения, не представляется возможным без снижения изгибной и контактной прочности зубьев. Перемещениями δ_0 вызванными упругой деформацией прилегающей к зубу части обода можно управлять оптимальной конструкцией ступицы.

Для проверки этого положения был проведен сравнительный эксперимент по определению распределения нагрузки на зубчатых втулках, имеющих различную конфигурацию и податливость обода.

Эксперимент проводился на моделях из оптически-активного материала. Всего испытано восемь конструкций обода втулок (рис.1). Эталонном для сравнения принят сплошной зубчатый венец.

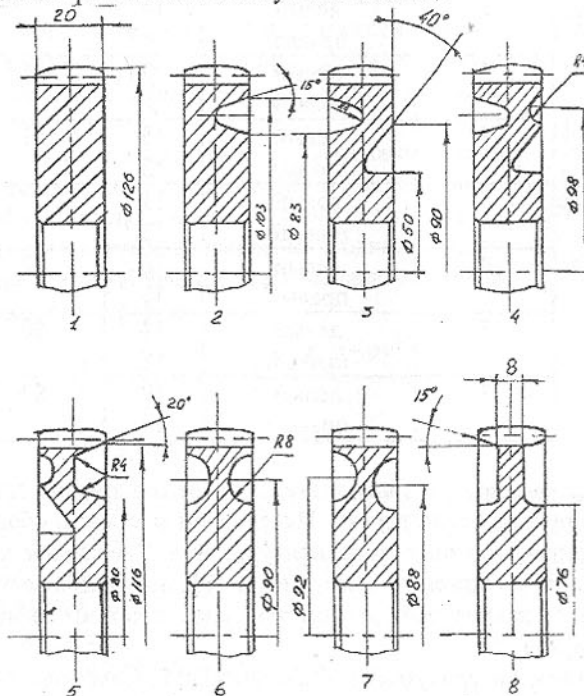


Рис.1 Экспериментальные конструкции зубчатой втулки.

Для уменьшения влияния неточности изготовления, эксперимент проводился на двух моделях втулок с последующим изменением конструкции обода втулки точением на токарном станке. Нагружение моделей осуществлялось при угле перекося осей втулки и обоймы равном 30° и одинаковой нагрузке. Подсчитывалось количество зубьев, передающих нагрузку на наружном и внутреннем торцах. Результаты эксперимента представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Результаты эксперимента

Номер образца (рис. 1)	Торец втулки	Число зубьев, передающих нагрузку	% зубьев, передающих нагрузку
1	левый	9	40
	правый	7	
2	левый	14	57
	правый	9	
3	левый	17	65
	правый	9	
4	левый	15	67
	правый	13	
5	левый	11	72
	правый	13	
6	левый	16	72
	правый	13	
7	левый	14	80
	правый	18	
8	левый	19	87
	правый	16	

Установлено, что зоны контакта более равномерны при симметричной конструкции обода втулки. Изменением жесткости обода можно увеличить контактную зону на величину до 40%. Увеличение контактной зоны приводит к снижению нагрузки на зуб, но увеличивает путь трения. Взаимное сочетание этих параметров определяет интенсивность износа зубьев муфт [3].

Список литературы: 1. Филиппов В.М., Польченко В.В., Финиченко В.А. Расчет на изнашивание зацепления зубчатых муфт - Изв. вузов, 1976, № 11. 2. Айрапетов Э.Л. Об учете податливости зубьев в процессе

зацепления. - Вестник машиностроения, 1976, № 9, с. 48-51. 3. Польченко В.В., Михайлов А.Н. Износ в зубчатых муфтах// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. научн. трудов. - Донецк: ДонГУ, 1997. - Вып. 3. - С. 131-135.

ПОРОХОВАЯ ГИДРОПРЕСС-ПУШКА С ПОРШНЕМ

Семко А.Н. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

В работе [1] описана пресс-пушка, в которой используется кинетическая энергия поршня. Пороховая пресс-пушка без поршня исследована в работе [2]. В настоящей работе для увеличения давления, длительности импульса давления и повышения эффективности пороховой пресс-пушки используется тяжелый поршень.

Схема пороховой пресс-пушки приведена на рис. 1. В начальный момент в камере сгорания 1 воспламеняется порох. Пороховые газы разгоняют в цилиндрическом стволе 2 поршень 3, который в конце разгона ударяет по водяному заряду 4. На другом торце водяного заряда находится плоская заготовка 5. Необходимо определить давление жидкости на заготовку.

Будем считать жидкость идеальной и сжимаемой, ствол установки и заготовку абсолютно жесткими, теплопроводностью и влиянием воздуха в стволе пренебрегаем. Тогда одномерное изэнтропическое движение жидкости будет описываться системой уравнений нестационарной газовой динамики в следующей форме

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial p u}{\partial t} + \frac{\partial (p + \rho u^2)}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

$$p = B \left[\left(\rho / \rho_0 \right)^n - 1 \right].$$

Здесь t - время; x - координата; u , p , ρ - скорость, давление и плотность жидкости; $B = 304,5$ МПа, $n = 7,15$, $\rho_0 = 1$ г/см³ - постоянные в уравнении состояния воды. Начало координат совмещено со свободной поверхностью водяного заряда.

Начальные и граничные условия для системы (1) следующие

$$u(0, x) = 0, \quad p(0, x) = 0, \quad 0 \leq x \leq L; \quad (2)$$

$$u(t, x_p) = u_p, \quad u(t, L) = 0. \quad (3)$$

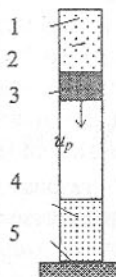


Рис. 1.

Здесь L - длина водяного заряда; x_p и u_p - координата и скорость поршня. Горение пороховых газов рассматривается в квазистационарной постановке и описывается системой уравнений [3]

$$\begin{aligned} \frac{dV_g}{dt} &= Q_g (1/\rho_p - \alpha) + u_p F; \\ \frac{k}{k-1} p_g \frac{dV_g}{dt} + \frac{V_g}{k-1} \frac{dp_g}{dt} &= q Q_g; \\ Q_g &= S \rho_p \frac{dz}{dt}, \quad \frac{dz}{dt} = u_1 p_g; \\ p_g V_g &= m_g R' T, \quad Q_g = \frac{dm_g}{dt}, \quad \frac{dm_g}{dt} = -\frac{dm_p}{dt}. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь V_g , m_g , Q_g - объем, масса и скорость прихода пороховых газов; m_p , ρ_p , q - масса, плотность и удельная теплота сгорания пороха; α - поправка, учитывающая собственный объем молекул продуктов сгорания (для давлений до 500 МПа $\alpha = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$); F - площадь поперечного сечения ствола; k - эффективный показатель адиабаты продуктов сгорания; S - суммарная площадь поверхности горения пороховых зерен; z - толщина сгоревшего слоя порохового зерна; u_1 - постоянная скорости горения пороха; R' - газовая постоянная; T - абсолютная температура. Начальные условия для системы (6) следующие

$$m_p = m_{p0}, \quad V_g = V_{g0}, \quad z = 0, \quad m_g = m_{in}, \quad p_g = p_{in}, \quad (5)$$

где m_{in} , p_{in} - начальная масса и давление пороховых газов после срабатывания воспламенителя.

Движение поршня описывается следующими уравнениями с начальными условиями

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{(p_g - p_b)F}{M_p}, \quad \frac{dx_p}{dt} = u_p; \quad x_p(0) = 0, \quad u_p(0) = 0, \quad (6)$$

где p_b - давление воды на поршень, равное нулю при разгоне поршня; M_p - масса поршня.

Система уравнений (1-6) при начальных и граничных условиях (2-5, 7) решается численно: уравнения (1) конечно-разностным методом Годунова [6], а уравнения (6) - методом Эйлера со вторым порядком точности. Шаг по времени разностной схемы ограничивается условием устойчивости Куранта и скоростью горения пороха. Равномерная и подвижная разностная сетка опирается своими концами на поршень и заготовку. Закон изменения сетки заранее не известен и определяется движением поршня.

Ниже представлены некоторые результаты расчетов для конкретной конструкции пресс-пушки: радиус ствола 40 мм, длина водяного заряда 300 мм, объем камеры сгорания 165 см³. В расчетах использовался трубчатый порох со следующими данными: $u_1 = 0,83 \text{ м/(с·ГПа)}$, $\rho_p = 1,6 \text{ г/см}^3$, $q = 3,62 \text{ МДж/кг}$, $k = 1,235$, $m_{p0} = 50 \text{ г}$. Масса и скорость поршня определялись по заданной энергии поршня, равной 100 кДж. Поршень массой 20 кг разогнался до скорости 100 м/с за 20 мс на расстоянии 1,3 м. Весь порох сгорал за 2,5 мс. Максимальное давление газов в рабочей камере достигало 400 МПа к концу горения пороха. Давление газов в конце разгона поршня сильно уменьшалось и составляло около 13,4 МПа.

На рис. 2 приведены зависимости давления на преграде от времени для скорости поршня в момент удара равной 100 и 25 м/с (кривые 1 и 2). Давление отнесено к максимальному давлению $p_{\max}$, а время - к длительности процесса t_{imp} в каждом из вариантов. В размерном виде эти величины для I и II вариантов соответственно равны $p_{\max} = 1294$ и 1029 МПа и $t_{imp} = 1,63$ и 6,34 мс. Как показали расче-

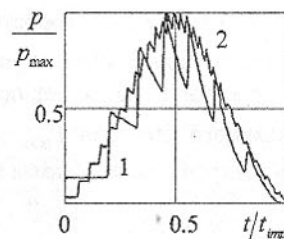


Рис. 2. Зависимость давления от времени

ты, длительность процесса обратно пропорциональна скорости поршня в момент удара. Максимальное давление на заготовку изменяется незначительно, стремясь при уменьшении скорости поршня к предельному значению, соответствующему квазистационарному сжатию воды без учета волновых процессов. При ударе поршня образуется ударная волна с давлением p_y . Отражение волн от поршня и преграды приводит к ступенчатому характеру изменения давления. Чем меньше скорость поршня, тем меньше пульсации давления. Период пульсаций давления соответствует времени распространения волн сжатия от поршня до преграды и обратно. При расчетах контролировалось выполнение законов сохранения массы и энергии. Дисбаланс величин не превышал 1%.

На рис. 3 приведены зависимости давления на преграде от времени, полученные при расчете в нестационарной (сплошная кривая) и квазистационарной постановках (пунктирная кривая) для начальной скорости поршня в момент удара равной 50 м/с. Давление отнесено к постоянной B в

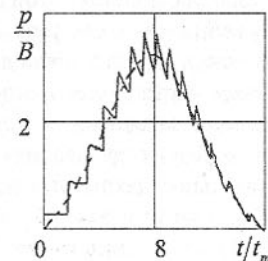


Рис. 3. Квазистационарное приближение

уравнении состояния воды, а время - к характерному времени процесса $t_m = L/a_0$, равному времени распространения звуковых волн вдоль водяного заряда, где $a_0 = \sqrt{nB/\rho_0}$ - скорость звука в воде. При расчете в квазистационарной постановке давление воды осреднялось по всему объему и рассчитывалось по формуле

$$p = B \left[\left(V_0 / (V_0 - x_p F) \right)^n - 1 \right], \quad (7)$$

где V_0 - начальный объем воды. В работе [7] сформулирован критерий применимости квазистационарного приближения при расчете параметров импульсного водомета: $k_p = p_{\max}/p_y > 10$. Для рассматриваемой установки $k_p = 7,7; 14$ и 27 для скорости удара $100, 50$ и 25 м/с (кривые 1 и 2 на рис. 2 и сплошная кривая на рис. 3). Как видно, квазистационарное приближение хорошо описывает процесс при $k_p > 14$. Приближенную оценку максимального давления $p_{\max}$ можно сделать, считая, что поршень передает всю энергию воде, сжимая ее квазистатически

$$\frac{M_p u_p^2}{2} = \frac{p(p/B + 1)^{1/n} + nB \left[(p/B + 1)^{1/n} - 1 \right]}{n-1} V_0. \quad (8)$$

Давление на фронте ударной волны при небольших скоростях удара можно определить по формуле Жуковского $p_y = \rho_0 a_0 u_p$. Физический смысл квазистационарного приближения состоит в том, что характерное время процесса намного меньше его длительности ($t_m \ll t_{imp}$) и параметры течения успевают осредниться по всему объему жидкости.

На рис. 4 приведены зависимости давления на преграде от времени для установки с данными из работы [1]: длина столба воды $L=650$ мм, радиус $R_c=56$ мм, масса поршня $M_p=2,3$ кг, скорость поршня $u_p=32$ м/с (кривая 1). Кривая 2 получена для поршня с той же энергией, но меньшей в два раза скоростью. Малая масса поршня приводит к существенной нестационарности процесса нагружения заготовки, которая проявляется в резких пульсациях давления. Максимальное давление в первом пике 80 МПа, а во втором - 43 МПа. Давление на фронте ударной волны $p_y = 48$ МПа и коэффициент квазистацио-

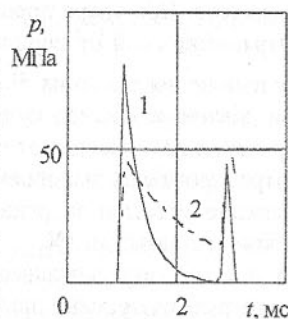


Рис. 4. Зависимость давления от времени

нарности $k_p=1,7$. Для этой установки условие квазистационарности не выполняется и ее параметры надо рассчитывать с учетом волновых процессов.

После удара поршень быстро тормозится, испуская волны разрежения. Взаимодействие волн разрежения приводит к возникновению в жидкости нестационарной кавитации - откола. Течение жидкости в области кавитации рассчитывалось по методике [6]. Предполагалось, что при возникновении откола давление жидкости в этой области равно нулю, а плотность определялась из уравнения неразрывности и могла быть меньше ρ_0 . Уравнение состояния воды в этом случае бралось в виде

$$p = \begin{cases} B \left[(\rho/\rho_0)^n - 1 \right], & \rho > \rho_0; \\ 0, & \rho \leq \rho_0. \end{cases}$$

При кавитации давление жидкости близко к нулю. С возникновением кавитации поршень прекращает тормозиться, что приводит в дальнейшем ко второму пику давления. Уменьшение скорости поршня в два раза при сохранении его энергии не изменяет характер процесса, а только приводит к уменьшению пульсаций давления (кривая 2). Для более эффективной работы установки надо, чтобы поршень тормозился менее интенсивно. Этого можно добиться увеличивая массу поршня или уменьшая площадь поперечного сечения ствола установки. Скорость ударной волны, рассчитанная по перемещению ее фронта равна 1529 м/с. Полученный результат не согласуется с данными работы [1], в которой "скорость гидроудара" равна 1250 м/с, что меньше скорости звука в воде при атмосферном давлении.

Список литературы: 1. Галиев Ш. У. Динамика гидроупругопластических систем. - Киев: Наукова думка, 1981. - 276 с. 2. Семко А. Н. Механика пороховой гидропресс-пушки // Теор. и прикл. механика. - Харьков: Основа, 1996, вып. 26. - С. 124 - 128. 3. Проектирование ракетных и ствольных систем // Под ред. Орлова Б. В. - М.: Машиностроение, 1974. - 382 с. 4. Численное решение многомерных задач газовой динамики // Под ред. С.К. Годунова. - М.: Наука, 1976. - 400 с. 5. Атанов Г. А. Расчет выстрела гидропушки методом "распада разрыва" // Гидромеханика. - Киев: Наукова думка, 1974, вып. 30. - С. 51- 54. 6. Атанов Г. А., Семко А. Н., Украинский Ю. Д. Исследование внутренней баллистики гидропушки // Изв. АН СССР, МЖГ, 1983, N4. - С. 168 - 170. 7. Атанов Г. А. Расчет выстрела импульсного водомета с учетом волновых процессов // Изв. ВУЗов СССР, Энергетика, 1975, N3. - С. 102 - 104.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПУШКИ С АМОРТИЗАТОРОМ

Семко А. Н. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

Гидропушка исследовалась экспериментально и теоретически в работах [1 - 6]. В работе [7] рассчитаны параметры импульсного водомета с подвижным корпусом. В настоящей работе оценивается влияние разных способов закрепления корпуса гидропушки на ее гидродинамические и силовые параметры.

Схема гидропушки приведена на рис.1.

Корпус гидропушки соединен с основанием амортизатором 1. В ресивере 2 происходит горение горючей смеси. Поршень 3 вместе с зарядом воды 4 разгоняется в стволе 5 продуктами сгорания гремучего газа. В сужающемся сопле 6 происходит ускорение жидкости и она истекает из сопла импульсной высокоскоростной струей. Данная конструкция гидропушки имеет уступ во входном сечении сопла. Втекание жидкости в сопло начинается с удара об уступ и происходит интенсивнее, чем в гидропушке без уступа. Для оценки действующих на установку сил разобьем процесс выстрела гидропушки на два этапа: разгон поршня и течение в сопле. Будем считать, что горючая смесь полностью сгорела, расширение продуктов сгорания происходит адиабатически и параметры газа осредняются по всему объему. Предполагаем, что сила реакции амортизатора пропорциональна смещению корпуса, а сила трения не зависит от скорости. Жидкость считаем идеальной и сжимаемой, вязкостью и теплопроводностью пренебрегаем. Деформациями корпуса и поршня, давлением воздуха в стволе, течением через зазор между поршнем и стволом пренебрегаем. Начало координат совместим с поршнем. Стадия разгона поршня описывается следующей системой уравнений с начальными условиями

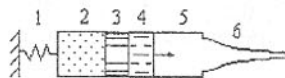


Рис. 1. Схема установки

$$\frac{du_c}{dt} = \frac{F + F_{mp} - P_g S}{m_c}, \quad \frac{dx_c}{dt} = u_c;$$

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{P_g S - F_{mp}}{m'_p}, \quad \frac{dx_p}{dt} = u_p, \quad P_g = P_{g0} \left(1 + \frac{x_p - x_c}{V_0} S \right)^{-\gamma}; \quad (1)$$

$$x_c = 0, u_c = 0, x_p = 0, u_p = 0.$$

Здесь t - время; x_c, u_c, m_c - смещение, скорость и масса ствола; x_p, u_p, m'_p - координата, скорость и масса поршня вместе с водой ($m'_p = m_p + m_e$); $F = -kx_c$ - сила реакции амортизатора; F_{mp} - сила трения; P_g - давление газа; S - площадь поперечного сечения поршня и ствола; P_{g0} и V_{g0} - на-

чалное давление и объем продуктов сгорания; γ - эффективный показатель адиабаты.

Осесимметричное изэнтропическое движение жидкости внутри установки в цилиндрических координатах описывается уравнениями нестационарной газовой динамики

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p u}{\partial x} + \frac{\partial p v}{\partial r} = 0,$$

$$\frac{\partial p u}{\partial t} + \frac{\partial (p + \rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial p u v}{\partial r} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial p v}{\partial t} + \frac{\partial p u v}{\partial x} + \frac{\partial (p + \rho u^2)}{\partial r} = p,$$

$$p = B \left[(\rho / \rho_0)^n - 1 \right].$$

Здесь t - время; x и r - осевая и радиальная координаты; u и v - осевая и радиальная компоненты скорости; p и ρ - давление и плотность; $B = 304,5$ МПа, $n = 7,15$, $\rho_0 = 10^3$ кг/м³ - постоянные в уравнении состояния воды в форме Тэга.

Система (2) решается при следующих начальных и граничных условиях:

$$u(0, x, r) = u_{p0}, \quad v(0, x, r) = 0, \quad p(0, x, r) = 0; \quad -L_e < x \leq 0, \quad 0 \leq r \leq R_c; \quad (3)$$

$$u(t, x_p, r) = u_p, \quad 0 < r \leq R_c; \quad (4)$$

$$u(t, x_y, r) = u_c, \quad R_y < r < R_c; \quad (5)$$

$$v(t, x, R_c) = 0, \quad x_p \leq x \leq x_y; \quad (6)$$

$$w_n(t, x, R_s) = w_{ns}, \quad x_y \leq x \leq x_f; \quad (7)$$

$$p(t, x_f, r_f) = 0; \quad p(t, x_e, r) = 0; \quad 0 \leq r \leq R_e. \quad (8)$$

Здесь u_{p0} - скорость поршня в момент удара воды об уступ; L_e - длина водяного заряда; x_y - текущая координата уступа; R_y - радиус уступа; w_n и w_{ns} - нормальные компоненты скорости жидкости и поверхности; x_f и r_f - координаты свободной поверхности; x_e и R_e - координата и радиус среза сопла.

Движение поршня и ствола на этом этапе описывается уравнениями

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{(p_g S - F_{mp} - F_{sp})}{m_p}, \quad \frac{du_c}{dt} = \frac{(F + F_{mp} - p_g S + F_{ec})}{m_c} \quad (9)$$

Сила давления воды определяется интегрированием давления по поверхностям поршня, уступа и сопла

$$F_{ep} = 2\pi \int_0^{R_c} p_e \Big|_{x_p} r dr; F_{ec} = 2\pi \int_{R_y}^{R_c} p_e \Big|_{x_y} r dr + 2\pi \int_{x_y}^{x_f} p_e \Big|_{R_s} R_s dx, \quad (10)$$

где $R_s = R_s(x)$ - радиальная координата сопла.

На этом этапе за начальный принят момент удара воды об уступ. Начальные условия для ствола и поршня соответствуют их значениям в конце разгона

$$x_p = -L_e, x_c = 0, u_p(0) = u_{p0}, u_c(0) = u_{c0}. \quad (11)$$

Система обыкновенных дифференциальных уравнений интегрировалась численно методом Эйлера с пересчетом. Проводились расчеты с переменным значением показателя адиабаты γ . Зависимость γ от давления и температуры брались в виде таблицы из [8]. Расчет течения воды в гидропушке проводился в точной осесимметричной и приближенной квазиодномерной постановках [9, 10]. В квазиодномерной постановке радиальное течение в окрестности уступа (здесь радиальные скорости сравнимы с осевыми) учитывалось интегрально осреднением параметров по поперечному сечению. Течение в сопле рассчитывалось в квазиодномерной постановке. При расчете течения в стволе вводилось два слоя ячеек: один слой примыкал ко входному сечению сопла, а другой - к уступу. Такой подход позволил существенно уменьшить время расчета варианта без заметного ухудшения точности расчетов. Расчетная сетка состояла из двух частей: один слой ячеек в сопле и два слоя в стволе. Перемещение сетки определялось движением границ: свободной поверхности, поршня и ствола.

Ниже приведены некоторые результаты расчетов для гидропушки со следующими данными: длина разгона поршня 70 см, $S = 201 \text{ см}^2$, $m_p = 63 \text{ кг}$, $m_c = 2000 \text{ кг}$, $m_g = 2 \text{ кг}$, $V_{g0} = 2800 \text{ см}^3$, $p_{g0} = 30 \text{ МПа}$, $T_{g0} = 2550 \text{ К}$. На рис. 2 приведены зависимости силы реакции амортизатора (сплошные кривые) и смещения ствола гидропушки (пунктирные кривые) на стадии разгона поршня для разной жесткости амортизатора: $k=0$; $0,75 \cdot 10^7$; $0,75 \cdot 10^8$; $0,75 \cdot 10^9 \text{ Н/м}$ (кривые 1, 2, 3 и 4 соответственно). Для незакрепленного

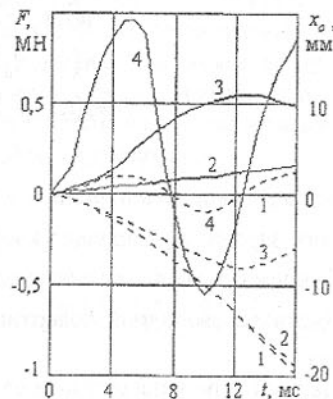


Рис. 2. Сила реакции амортизатора и смещение ствола

ствола смещение и скорость максимальные: $x_c = 20 \text{ мм}$, $u_c = 2 \text{ м/с}$. Сила

реакции, действующая на ствол, является квазиупругой и вызывает колебания корпуса с периодом, который можно определить приближенно по формуле $T = 2\pi\sqrt{k/m_c}$. Если период колебаний меньше времени разгона поршня, то корпус установки будет колебаться (кривая 4). Сила реакции в этом варианте изменяется от -0,55 МН до 0,97 МН. Влияние амортизатора на скорость поршня незначительное. Скорость поршня относительно ствола для разной жесткости амортизатора изменялась на 3% в интервале 63,5...65,3 м/с.

На рис. 3 и 4 приведены распределения давления и скорости воды по длине

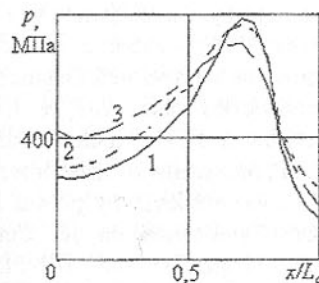


Рис. 3. Распределение давления

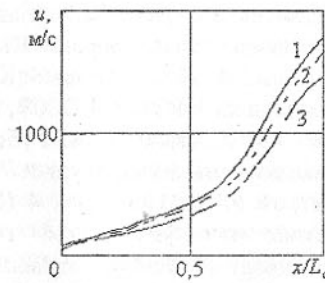


Рис. 4. Распределение скорости

гидропушки на конец втекания воды в сопло для разных способов закрепления ствола: жестко ($k = \infty$) и упруго ($k = 0,75 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$) закрепленного и свободного ($k = 0$) ствола (кривые 1, 2 и 3 соответственно). Из графиков видно, что различные способы закрепления ствола приводят к изменению параметров гидропушки на 10...15%. Наибольшая скорость истечения струи для неподвижного ствола - около 1800 м/с. Для свободного ствола скорость струи на 15% меньше. Это связано с тем, что часть энергии поршня передается стволу, а не воде.

На рис. 5 приведена зависимость силы давления воды, действующей на ствол установки при выстреле для тех же способов закрепления (кривые 1, 2 и 3). Втекание воды в сопло происходит за 1,5 мс, а длительность выстрела - втекание и истечение - около 2 мс. Максимальные значения давления и силы наблюдаются в конце втекания: $p_e = 400 \text{ МПа}$ и $F_e = 9 \text{ МН}$.

Для разных способов закрепления максимальное давление в стволе отличается на 30%: минимальное (320 МПа) для жесткого и максимальное (460 МПа) для свободного ствола. Сила реакции амортизатора для данного коэффициента жесткости около 0.15 МН, что намного меньше силы давления. За время втекания и истечения жидкости направление движения ствола изменяется на противоположное, его скорость достигает 5 м/с, а смещение - 3 мм.

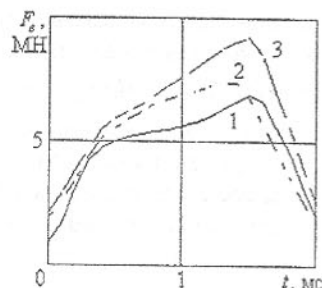


Рис. 5. Сила давления

Список литературы: 1. Атанов Г. А. Гидроимпульсные установки для разрушения горных пород. - Киев: Вища школа, 1987. - 155 с. 2. Атанов Г. А., Семко А. Н., Украинский Ю. Д. Исследование внутренней баллистики гидропушки // Изв. АН СССР, Механика жидкости и газа, 1983, № 4. - С. 168 - 170. 3. Атанов Г. А., Губский А. Н., Семко А. Н. Внутренняя баллистика пороховой гидропушки // Изв. АН СССР, Механика жидкости и газа, 1997, № 6. - С. 191 - 194. 4. Cooley W. C. Rock breakage by pulsed high pressure water jets // Proc. 1st International Symposium on Jet Cutting Technology (Coventry, England: April, 1972). - Paper B7. - P. 101-112. 5. Cooley W.C. and Lucke W.N. Development and Testing of a Water Cannon for Tunneling // Proc. 2nd International Symposium on Jet Cutting Technology (Cambridge, England: April, 1974). - Paper J3. 6. Edney B. Experimental studies of pulsed water jets // Proc. 3rd International Symposium on Jet Cutting Technology (Chicago, Illinois: May, 1976). - Paper B2. - P. 11 - 26. 7. Atanov G., Zujkova Z. The calculation of the internal ballistics of the impulsive water jet device with a movable body // Proc. 13th International Conference on Jetting Technology (Sardinia, Italy: 29 - 31 October, 1996). - P. 169 - 179. 8. Варафтик Б. В. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. - М.: Наука, 1972. - 621 с. 9. Атанов Г. А. Осесимметричное течение в гидропушке. - Донецк: Донецк. ун-т, 1974. - 11 с. - Деп. в ВИНТИ 10.12.74, № 3129а-74 Деп. 10. Атанов Г. А. Расчет выстрела гидропушки методом "распада разрыва" // Гидромеханика. - Киев: Наукова думка, 1974, вып. 30. - С. 51 - 54.

САПР-ТП И КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ

Сивер Л.Н., Полтавец В.В., Гончар И.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Для успешного развития промышленного производства необходима адаптация к условиям рыночного спроса на разработку и выпуск качественной, отвечающей современным тенденциям развития, продукции и техники.

Ответом на эти требования может являться параллельный инжиниринг, представляющий соответствующую среду разработки. При параллельном инжиниринге предусматривается одновременная реализация элементов последовательной цепочки в разработке промышленной продукции "идея - конструирование (проектирование) - технологическая подготовка (проектирование) - производство". Причем эти элементы могут реализовываться как параллельно, так и совмещенно. Для того чтобы параллельный инжиниринг смог реализоваться, средства и технологии управления производственно-технологическими данными должны быть гармонично слитыми в выбранную предприятием машиностроительного комплекса организацию, предоставляющую большую гибкость и возможность в перспективе реального (деятельного) участия потребителя в проектировании продукции на этапе создания ее виртуальной модели.

Для этого необходим полный набор прикладных программ, к которым относится и программное обеспечение САПР. Чрезвычайно быстрое развитие мирового рынка программного обеспечения САПР вызвано тем, что предлагаемые им технические решения ведут к резкому возрастанию качества выпускаемой продукции, сокращению производственно-технологического цикла и, соответственно, приносят большие прибыли на мировом рынке высоких технологий.

С учетом вышесказанного применительно к производству зубчатых колес редукторов приводов исполнительных органов горно-шахтного оборудования разработаны физическая и математическая модели структурной оптимизации при принятии технологических решений их изготовления.

Принятие рациональных и оптимальных технологических решений на всех этапах проектирования технологического процесса связано со значительными трудностями, так как структура технологического процесса не выражается в явном виде через известные данные и в значительной степени зависит от множества условий технологического, организационного, экономического и производственного характера, описания которых отличаются большой сложностью. Решать эту задачу можно на основе формирования оптимальной структуры технологического процесса как функции многих переменных, которая отыскивается на различных уровнях проек-

тирования как простая функция сравнительно небольшого числа переменных.

Дифференциация процесса проектирования маршрута обработки позволяет представить сложный творческий процесс проектирования в виде более простых решений на нескольких уровнях, для которых отыскиваются оптимальные решения.

Выбор маршрута обработки деталей в виде некоторого набора типовых маршрутов может выполняться по двум принципиально различным направлениям: проектирование "от общего к частному", проектирование "от частного к общему". Для первого направления характерны разработки на основе типизации технологических процессов на группу или класс технологически подобных деталей, из которых выбирается маршрут обработки конкретной детали, а затем формируются переходы соответственно каждой из операций.

Второе направление связано с использованием типовых планов обработки отдельных элементарных поверхностей и формирования на их основе операций, которые составляют маршрут обработки конкретной детали. Для этого направления характерны более высокий уровень использования типизации, который предусматривает выделение технологических решений в виде типовых элементов технологических процессов для синтеза маршрута обработки.

Несмотря на существенные методологические отличия двух подходов к проектированию маршрутов обработки, они имеют ряд общих принципов, один из которых - разделение сложного процесса проектирования технологических маршрутов на ряд более простых задач.

Определение припусков на обработку и допусков на промежуточные размеры, обеспечивающих возможность получения требуемого качества деталей, имеет важное технико-экономическое значение. Определение минимального припуска на i -й операции по дифференциально-аналитическому методу затрудняет автоматизацию расчета припусков из-за необходимости использования большого объема справочно-нормативной информации, особенно для определения погрешностей базирования, закрепления, пространственных отклонений в связи с большим их многообразием в зависимости от конкретных условий обработки.

Более удобным с точки зрения формализации является интегрально-аналитический метод определения припусков, учитывающий компенсацию неравномерности, обусловленной пространственными отклонениями отдельных участков обрабатываемой поверхности и зависящей от габаритных размеров заготовки.

Описание различных элементарных технологических маршрутов обработки поверхностей деталей с целью достижения определенной точно-

сти и шероховатости с использованием теории графов позволило синтезировать некоторое число маршрутов обработки наружных, внутренних и плоских поверхностей деталей типа "зубчатое колесо". При этом для решения задачи выбора из возможных вариантов маршрутов обработки одного, для которого величина припуска будет минимальна, использовалась матричная форма записи, как наиболее компактная форма математического представления графов возможных технологических процессов при составлении алгоритмов программ.

Общий алгоритм проектирования элементарных технологических процессов, расчетов припусков и операционных размеров разработан с учетом определения конечной стадии процесса обработки в зависимости от заданной точности и шероховатости поверхностей зубчатого колеса, а начальной стадии - в зависимости от вида заготовки и ее точности. Для сформированного множества M возможных маршрутов обработки производится их последовательный анализ и расчет по специальной подпрограмме.

Определение рационального числа и последовательности переходов для многих операций механической обработки - сложная комбинаторная задача.

Выбор оптимальной структуры операции, состоящей из различного числа и последовательности переходов, может быть описан в общем виде следующим алгоритмом: ввод и корректировка данных о заготовке; выбор допустимого значения максимальной глубины резания для рассматриваемых условий обработки; определение наибольшего обрабатываемого диаметра заготовки; проверка необходимости двухсторонней обработки заготовки и выбор соответствующей подпрограммы управления вычислительным процессом; определение числа и последовательности переходов, расчет межоперационных диаметральных размеров и определение длины обработки для n -й схемы; выбор оптимальной схемы из n предлагаемых по критерию минимальной длины обработки; вывод на печать результатов проектирования.

При оснащении технологического процесса режущим инструментом возникают различные уровни решения задач проектирования: низкий уровень, на котором осуществляется поиск требуемого типоразмера инструмента из имеющихся в производстве; простейший уровень, при котором несоответствие имеющегося инструмента поставленным требованиям может быть устранено путем пересчета некоторых параметров имеющегося инструмента без изменения схемы конструкции в целом и ее отдельных частей; уровень решения задачи синтеза, заключающейся, наряду с осуществлением расчетной задачи модернизации конструкции инструмента, в решении творческой задачи нахождения новой схемы конструкции.

В условиях функционирования САПР существенно изменяется традиционное представление о проектировании машин - улучшается организация этапов опытно-конструкторских работ, подготовки и освоения производства; улучшается качество машин путем внедрения перспективных и эффективных материалов; регламентируются важнейшие показатели их качества с помощью комплексного информационного показателя качества на базе основных принципов квалиметрии.

От уровня и стабильности измерительной информации зависит не только качество сложных технических систем на этапах их разработки, производства и эксплуатации, но и принятие важных технических решений, определяющих эффективность производства.

Применение таких информационных характеристик как количество информации, принятой и измеряемой прибором, $I_Y \rightarrow X$, и его пропускная способность R позволяет провести сравнительную оценку эффективности процесса измерения, контроля и управления только при исследовании неопределенности по отдельному физическому параметру объекта. Однако они не дают комплексной качественной и количественной оценки неопределенности состояния объекта по всем исследуемым его параметрам. Для ликвидации этого недостатка вводится важный параметр - информационная способность средств измерений, под которой понимается количество информации, получаемое в процессе измерений и контроля всех параметров исследуемого объекта с точностью и в пределах, установленных техническими условиями за расчетный период времени.

Информационная способность определяется по следующей формуле

$$W = \sum_{i=1}^m R_m T_m, \quad (1)$$

где R_m - скорость получения информации при измерении и контроле m -го параметра исследуемого объекта, бит·с⁻¹;

T_m - время работы средства измерений в течение расчетного периода при измерении и контроле m -го параметра объекта, с.

После соответствующих преобразований формула (1) принимает вид:

$$W = \sum_{i=1}^m I_Y \rightarrow X_m N_m, \quad (2)$$

где N_m - количество измерений в год при измерении и контроле m -го параметра физического объекта исследуемым средством измерений.

Информационная способность систем, определяемая по формуле (2), является комплексным показателем их качества, который может использоваться в экономических моделях анализа влияния изменения качества машин на экономическую эффективность их применения в народном хозяй-

стве и способствовать решению задачи оптимизации на основе критерия "минимум народнохозяйственных затрат на единицу информации".

Любое измерение и сообщение с точки зрения теории информации представляет собой совокупность сведений о некоторой физической системе. Измерение приобретает смысл в том случае, когда состояние системы заранее неизвестно, случайно. В связи с чем в качестве исследуемого объекта рассматривается физическая система X , которой заведомо присуща какая-то степень неопределенности. Сведения, полученные о системе X , будут тем ценнее и содержательнее, чем больше была неопределенность системы до получения этих сведений ("априори").

В качестве меры априорной неопределенности системы X (или прерывной случайной величины x), а также меры количества информации, применяется энтропия $H(X)$ [1].

В измерительной практике приходится определять энтропию для сложной системы, полученной объединением двух и более простых систем. В этом случае энтропия объединенной системы $H(X, Y)$, состоящей из систем X и Y , равна энтропии одной из ее составных частей плюс условная энтропия второй части относительно первой:

$$H(X, Y) = H(X) + H(Y / X) \text{ или } H(X, Y) = H(Y) + H(X / Y).$$

Исследуемая и контролируемая физическая система недоступна для непосредственного наблюдения, и состояние ее выясняется через измерения системы, связанной с ней. Различия между непосредственно исследуемой и интересующей нас системой X и поддающейся непосредственному наблюдению системой определяются комплексом различных обстоятельств: погрешностью и чувствительностью измерительных приборов, рассеянностью исполнителей, участвующих в передаче информации.

Количество информации, принятой и измеряемой прибором в результате исследования конкретного процесса, равно убыли неопределенности $I_Y \rightarrow x = H(X) - H(X / Y)$, т.е. разности энтропии до и после получения сообщения. Величина $H(X)$ представляет собой исходную энтропию, а значение $H(X / Y)$ характеризует ту неопределенность, которая остается после получения показания прибора об измеряемой величине x (условную энтропию). Уничтоженная сведениями энтропия и есть информация [1].

Рассмотренные положения и понятия теории информации, развитые применительно к системам автоматизированного проектирования, использованы для разработки математических моделей оценки комплексного показателя качества машин в виде их информационной способности.

Список литературы: 1. Цымбал В.П. Теория информации и кодирование. - К.: Вища школа, 1992. - 263 с.

РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМНЫХ СИТУАЦИЙ В РЕМОНТНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Сопилкин Г.В., Ошовская Е.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

При управлении ремонтным производством предприятия часто возникают ситуации, в которых обнаруживается противоречие между запланированным (или необходимым) и фактическим состоянием оборудования или ресурсов системы технического обслуживания и ремонтов (ТО и Р). Такого рода ситуации называются проблемными. При этом руководитель ремонтного производства (механик цеха, помощник начальника цеха по оборудованию) – лицо, принимающее решение (ЛПР), опираясь на личный опыт и знания, должен выбрать приемы вмешательства в управление, которые дают возможность устранить возникшее противоречие. Необходимо отметить, что эффективность решения проблемной ситуации зависит от полноты информации, имеющейся у ЛПР на момент решения для характеристики ситуации; времени и ресурсов, находящихся в его распоряжении; практического опыта решения таких проблем; эмоционально-психологического состояния ЛПР и др. В связи с этим использование экспертной системы (ЭС) [1] в сфере ремонтной службы является оправданным, т.к. она позволяет: а) вести учет, обработку, анализ необходимой информации о состоянии оборудования и ресурсах системы ТО и Р; б) собирать, упорядочивать знания и навыки о решении различных проблемных ситуаций; в) сокращать время поиска решений; г) исключить влияние субъективных факторов.

В настоящей статье представлены основные положения организации и реализации процесса решения проблемных ситуаций в ремонтном производстве предприятий с помощью экспертной системы ТО и Р оборудования.

Процесс решения проблемной ситуации складывается из двух этапов – этапа поиска (подготовки) решений и этапа принятия решений.

На этапе поиска решений выполняются следующие операции:

- 1) формулировка и описание проблемной ситуации, т.е. характеристик и условий, в которых возникла или может возникнуть проблема;
- 2) формирование цели, которую необходимо достичь, для устранения проблемной ситуации;
- 3) декомпозиция поставленной сложной цели на подцели и задачи;
- 4) определение способов (путей, стратегий, альтернатив, вариантов) достижения цели с указанием необходимых затрат ресурсов и уровня решения проблемы;
- 5) выбор параметров, показателей (оценочных функций), с помощью ко-

- торых будет оцениваться эффективность достижения цели.
- 6) формирование правил (критериев) выбора решений.

Этап принятия решения включает:

- 1) выбор множества возможных вариантов решения проблемной ситуации (достижения цели) с учетом существующих условий и ограничений;
- 2) определение для каждого решения значения оценочной функции;
- 3) выбор из множества наилучшего решения с использованием сформулированного правила выбора;
- 4) утверждение принятого решения.

Таким образом, процесс решения проблемной ситуации можно представить в виде логической последовательности:

ситуация – цель – стратегии – варианты – предпочтения.

Необходимо отметить, что этап поиска решений проблемных ситуаций выполняется экспертом (ЛПР) при разработке экспертной системы. При этом он формирует классификатор проблемных ситуаций ремонтного производства, выполняет формализацию правил поиска решений с указанием вычислительных и логических моделей, формирует список оценочных функций и критериев выбора решений. Этап принятия решений осуществляет экспертная система.

Классификатор проблемных ситуаций содержит код ситуации и ее описание. Код ситуации позволяет быстро найти в базе знаний модель решения проблемной ситуации.

В экспертной системе ТО и Р оборудования все проблемные ситуации разделены на три класса:

- 1) ситуации, связанные с организацией и проведением ремонтно-профилактических работ;
- 2) ситуации, связанные с повышением показателей эффективности работы ремонтной службы;
- 3) ситуации, связанные с повышением показателей надежности оборудования.

Описание проблемной ситуации включает указание объекта или задачи, с которыми связана проблема, и характеристику, в качестве которой могут выступать количественное или качественное значение показателя надежности или ресурсов ремонтной службы.

Объектами системы ТО и Р оборудования выступают: все оборудование цеха, отдельный участок, агрегат, машина, узел, деталь, а также ресурсы ремонтной службы – численность ремонтного персонала, количество запасных частей, краны, финансы. В таблице 1 приведены примеры проблемных ситуаций, которые приходится решать руководителям ремонтных служб.

Например, рассмотрим проблемную ситуацию – «Время простоев

оборудования цеха больше запланированного». Здесь объектом является оборудование, параметром, характеризующим его состояние, выступает время простоев, а характеристика значения параметра – больше запланированного.

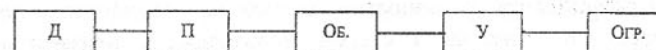
Таблица 1. Проблемные ситуации в сфере ремонтного производства

К л а с с ы с и т у а ц и й		
Организация и проведение ремонтно-профилактических работ	Повышение показателей эффективности работы ремонтной службы	Повышение показателей надежности оборудования
Составить график ремонтных работ оборудования цеха с учетом имеющихся ресурсов	Количество отказов в цехе больше заданной величины	Недостаточное значение коэффициента готовности оборудования для выполнения производственной программы
Распределить имеющиеся ресурсы (персонал, приспособления) на ремонт, чтобы выполнить его в указанный срок	Время простоев оборудования больше запланированного	Вероятность отказа машины на рассматриваемом периоде времени ниже требуемой
Недостаточно ресурсов для выполнения запланированных ремонтов	Большой расход запасных частей	Ежедневные отказы одной и той же детали конкретной машины
Стоимость запасных частей превышает выделенные средства	Затраты на ТО и Р оборудования за рассматриваемый период выше	Время восстановления машины велико
Оценить состояние оборудования по имеющимся диагностическим параметрам		Срок службы детали низкий

На рис.1 представлена общая схема процесса решения проблемной ситуации «Недостаточное значение коэффициента готовности».

Результатом анализа проблемной ситуации является формальная постановка цели, которая указывает, каких результатов, в каких условиях и к какому сроку достичь.

Модель формирования цели включает пять компонентов:



где Д – действие, которое необходимо выполнить, чтобы решить проблемную ситуацию;

П – параметр или показатель, с помощью которого характеризуется уровень решения проблемы;

Об. – объект, на который направлено действие;

У – задаваемый уровень решения проблемной ситуации (числовое или логическое значение параметра);

Огр. – ограничения, накладываемые при поиске и выборе решения проблемы.

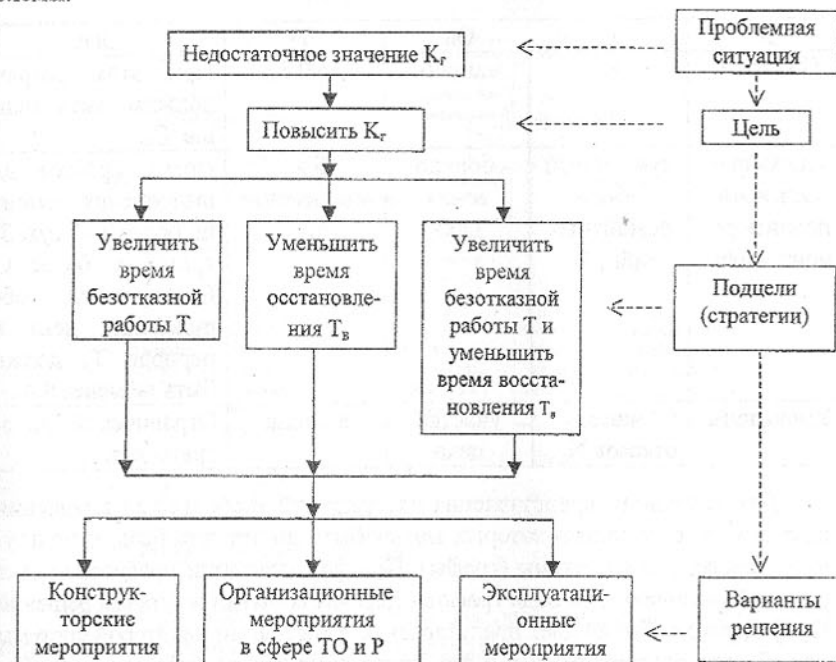


Рис.1. Схема поиска решения проблемной ситуации «Недостаточное значение коэффициента готовности»

В таблице 2 приведены примеры возможных постановок целей проблемных ситуаций. В зависимости от того, заданы ли ограничения или задан ли уровень решения проблемной ситуации численно или логически, возможны различные модификации одной и той же цели проблемной ситуации. Такие модификации учитываются экспертом при формализации процесса поиска решений. Например, для проблемной ситуации «Недостаточное

значение коэффициента готовности» возможны модификации: а) степень повышения K_r известна; б) степень повышения K_r неизвестна. При этом для каждой из них существуют два вида ограничений, накладываемых при поиске решений: 1) цель, отвечающая проблемной ситуации, должна быть достигнута с минимальными затратами C , не превышающими заданную величину C_0 ; 2) нет никаких ограничений на затраты для достижения выдвинутой цели. Модификация б при виде ограничений 1 подразумевает поиск таких решений, которые позволяют достичь наибольшего увеличения K_r при затратах, не превышающих заданных.

Таблица 2. Примеры целей проблемных ситуаций

Д	П	Об.	У	Огр.
Повысить	K_r	машины	до 0.87	При этом затраты должны быть меньше C_0 .
Спланировать и выполнить ремонт, чтобы	суммарный объем ремонтных работ V_{Σ}	оборудования цеха	был максимален (max)	Время простоя для выполнения ремонта не более $T=5$ сут. Затраты не болсс C_0 . Безотказность оборудования цеха на периоде T_p должна быть не менее 0.8.
Уменьшить	число отказов $N_{отк}$	участка цеха	в 2 раза	Ограничений на затраты нет.

Для наглядного представления рассуждений эксперта при выявлении альтернатив, с помощью которых может быть достигнута цель, используются топологические схемы (графы). При формализации процесса поиска решений различают два вида графов - деревья событий и деревья решений [2, 3]. Дерево событий дает представление о состоянии некоторой системы или объекта, альтернативных путях протекания какого-либо процесса. Каждый путь от исходной точки до конечного узла в дереве событий описывает одно из возможных состояний системы или альтернативу развития процесса. Дерево событий можно преобразовать в дерево решений, в котором различают узлы событий Р и узлы решений Д. В узлах событий выбор дальнейшего пути определяется внешними условиями, а в узлах решений - экспертной системой или ЛПР. Все возможные действия могут быть связаны с узлами решений. Деревья решений иерархически представляют собой логическую структуру принятия решений и облегчают тем самым понимание задачи и процесс ее решения. На рис.2 приведен фрагмент дерева ре-

шений для проблемной ситуации "Недостаточное значение коэффициента готовности машины".

Необходимо отметить, что при построении рассуждений о возможных вариантах решения, эксперт также использует конструкции типа "если ..., то ..., иначе", которые позволяют сузить множества стратегий и состояний при поиске решения в определенных условиях.

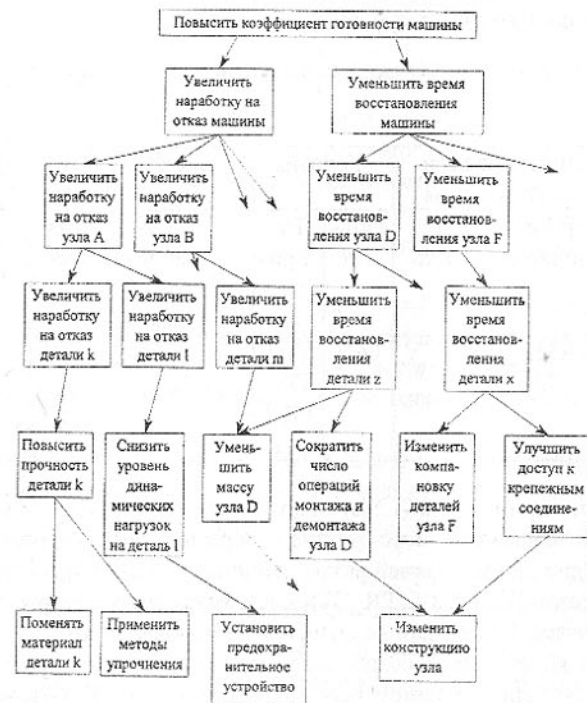


Рис.2. Фрагмент дерева решений для проблемной ситуации "Недостаточный коэффициент готовности машины"

Для хранения и описания вариантов решения проблемных ситуаций используется база данных, структура которой приведена в таблице 3. Разрабатывается такая база данных экспертами на основе личного опыта или фактов, взятых из книг, научных исследований, опыта других заводов.

Любой вариант решения характеризуется наименованием, сущностью и кодом. Код (KOD_VAR) позволяет однозначно идентифицировать вариант решения в базе знаний. Наименование (NAME_VAR) - это название мероприятия, например, накатка роликами, закалка, оптимизация последовательности выполнения операций, затяжка резьбовых соединений, изме-

нение системы смазки, изменение конструкции узла и т.п. Под сущностью варианта решения (SUT_VAR) понимается либо технология выполнения мероприятия (например, режим закалки - температура, время, среда и т.д., технология накатки роликами - усилие, скорость вращения, число проходов), либо ссылка на модель из базы моделей, с помощью которой выполняется расчет (например, модель MOD_R_2, которая выполняет оптимизацию продолжительности ремонтно-профилактических работ при ограничении на использование ресурсов).

Таблица 3. Структура базы данных вариантов решения проблемных ситуаций

Код Вариан- та	Описание вари- анта решения		Условия применения (USL)			Об- ласть влия- ния	Эф- фект	За- тра- ты
	Наиме- нование	Сущ- ность	Объ- ект	Вид и причи- на от- казов	Осо- бенно- сти объекта			
KOD_V AR	NAME_ AR	SUT_V AR	OBJ	VID_O TK, PR_OT K	OSOB_ OBJ	OBL	EF	ZAT R

Условия применения (USL) подразумевают: указание объекта (OBJ), на который направлено мероприятие (например, деталь - ролик рабочего рольганга, диск пилы горячей резки; машина - ножницы); указание вида и причин отказов (VID_OTK, PR_OTK), для устранения которых выполняется мероприятие (например, разрушение, образование трещин из-за несовершенства конструкции, ослабление резьбовых соединений из-за некачественного выполнения ремонтных воздействий и т.п.); а также описание особенностей объекта (OSOB_OBJ), при которых это мероприятие применимо. Например, марка стали детали, условия нагружения, ограничения, принятые при расчете по модели (например, два диагностических прибора) и др.

В колонке "Область влияния" (OBL_VL) указывается на какой показатель, характеризующий объект, воздействует мероприятие и как. Например, для деталей, узлов, машин - увеличивает наработку, уменьшает время восстановления, повышает безотказность; для ремонтной службы цеха - уменьшает потребление ресурсов, сокращает затраты на запасные части.

Под эффектом (EF) варианта решения понимается количественная оценка степени влияния описанного мероприятия на показатель объекта

(например, увеличивает в 2 раза; снижает на 30%).

В колонке "Затраты" (ZATR) указываются либо количественное выражение затрат на выполнение описанного варианта решения, либо статьи затрат и ссылки на модели, используя которые можно рассчитать сумму затрачиваемых средств.

В ходе поиска решений проблемной ситуации экспертной системой возможны случаи, когда в базе знаний нет значений каких-либо параметров, правил или моделей, необходимых для выбора вариантов решения. При этом ЭС запрашивает необходимые данные у ЛПР или обращается к модели экспертного оценивания.

С учетом выше изложенного были разработана логико-вычислительная модель для поиска вариантов решения проблемной ситуации «Недостаточное значение коэффициента готовности» и в соответствии с таблицей 3 по литературным источникам составлена база данных о конструкторских мероприятиях, повышающих безотказность деталей и узлов металлургических машин.

В основу модели положен принцип структурной иерархии, который заключается в том, что повышение коэффициента готовности объекта верхнего уровня (цех, машина) обеспечивается за счет мероприятий, направленных на повышение коэффициентов готовности объектов нижнего уровня (механизм, узел, деталь).

Так, например, рабочий рольганг Енакиевского металлургического завода (данные 1975 г.) характеризуется низкой надежностью - его коэффициент готовности составляет $K_r^B = 0.3577$. Рольганг состоит из пяти типов объектов нижнего уровня, коэффициенты готовности которых равны $K_{r_i}^B = \{0.953; 0.914; 0.924; 0.867; 0.921\}$, а количество - $m = \{1, 1, 1, 8, 4\}$, $N = 15$.

Цель - "Повысить коэффициент готовности рольганга до $\tilde{K}_r^B = 0.5$ ". Т.е. необходимая степень повышения коэффициента готовности рольганга $\vartheta_K^B = \tilde{K}_r^B / K_r^B = 1.4$ раза. Минимальный коэффициент готовности среди объектов нижнего уровня у роликов рольганга ($s=4$) - $K_{r_s}^B = 0.867$. Тогда, степень повышения коэффициента готовности роликов, обеспечивающая

$$\tilde{K}_r^B, \text{ составляет } \vartheta_K^B = m_s \vartheta_{r_s}^B / \left[m_s - \left(1 - N + \sum_{i=1}^{N-m_s} 1/K_{r_i}^B \right) \cdot K_{r_s}^B (\vartheta_K^B - 1) \right] = 1.095.$$

Т.к. полученное значение меньше допустимой степени повышения коэффициента готовности роликов $\vartheta_d = 1/K_{r_s}^B = 1.153$, то теоретически требуемая

степень повышения ϑ_K^B может быть достигнута. При этом степень увеличения наработки на отказ роликов составляет $\vartheta_T = \vartheta_K^B (1 - K_r^B) / (1 -$

$-9_K^n K_r^n = 2.88$ раза, а степень уменьшения времени восстановления $9_r = 1 + (1 - 9_K^n) / (9_K^n (1 - K_r^n)) = 0.35$.

В связи с тем, что одной из причин отказов роликов является их неудовлетворительное конструктивное исполнение: ролики - составные пустотелые, выполненные из литых трубных заготовок, опирающиеся на подшипники скольжения, то в базе знаний выбрано мероприятие по усовершенствованию их конструкции - замена на цельнокованные ролики, установленные на подшипниках качения, которое обеспечивает повышение наработки роликов в 4 раза.

Результаты поиска решений представляются компактно в виде матрицы решений $\|e_{ij}\|_{m,n}$, элементами e_{ij} которой являются значения соответствующих оценочных функций для каждой из возможных альтернатив, где m - количество вариантов решения; n - количество состояний. Под результатом e_{ij} понимают оценку, соответствующую варианту E_i и состоянию F_j и характеризующую экономический эффект (прибыль, затраты), полезность или надежность.

Принятие решений представляет собой выбор одного из некоторого множества рассматриваемых вариантов $E_i \in E$ ($i = 1..m$). Выбор наилучшего варианта решения E_{i_0} осуществляется по целевым функциям или критериям (правилам) Z . Существуют различные критерии выбора [2], например:

а) позиция компромисса между оптимистическим и пессимистическим подходами $Z = \max_i \left(\min_j e_{ij} + \max_j e_{ij} \right)$, т.е. выбирается наибольшее значение из комбинаций наибольшего и наименьшего результата для каждого варианта E_i ;

б) оптимистическая позиция - выбор наибольшего из всех возможных результатов $Z = \max_i \left(\max_j e_{ij} \right)$;

в) позиция пессимизма - минимаксный критерий $Z_{MM} = \max_i \min_j e_{ij}$.

Чаще всего принимать решения приходится в ситуациях, которые определяются совокупностью случайных параметров. Поэтому появление состояний F_j , в которых может находиться система или объект случайно. Для характеристики состояний используют законы распределения вероятностей. В таких случаях для принятия решений используют гибкий критерий выбора [2], который позволяет учесть случайный характер появления состояний, число предстоящих реализаций решения и возможный риск. Оценочная функция в общем виде для этого критерия имеет вид:

$$Z_r = \max_i \left\{ \left(\sum_{j=1}^n e_{ij} h_j \right) V(\alpha)_i + (1 - V(\alpha)_i) \left(\min_j e_{ij} + \varepsilon_i \right) \right\},$$

где e_{ij} - результат, значение функции затрат или прибыли для варианта E_i при внешнем состоянии F_j ($i = 1 \dots m, j = 1 \dots n$);

h_j - вероятность появления внешнего состояния F_j , полученная на основании выборки по результатам наблюдений или экспериментов или на основании априорной информации;

$V(\alpha)_i$ - доверительный фактор для варианта E_i , отражающий отклонение среднего значения функции e_{ij} , определенного с учетом вероятностей распределения состояний h_j , от ее минимального значения;

ε_i - величина риска (степень неоптимальности) варианта E_i в случае выбора его вместо оптимального по минимаксному критерию.

Методика применения гибкого критерия выбора подробно изложена в [2].

Гибкий критерий принятия решений использовался при выборе пути повышения безотказности оборудования на примере непрерывного широкополосного стана (НШПС) горячей прокатки [3].

Предварительно было выбрано три варианта повышения безотказности оборудования на отдельных стадиях: E_1 - повышение безотказности оборудования участка печей; E_2 - повышение безотказности оборудования стана; E_3 - повышение безотказности оборудования участка листоотделки. Причем в результате применения каждого из вариантов диапазон увеличения фактического времени работы стана может составлять от 30 до 100 ч, который был разделен на три класса состояний: F_1 - увеличение времени на 30 ч; F_2 - увеличение времени на 60 ч; F_3 - увеличение времени на 100 ч. В качестве оценочной функции при принятии решения о лучшем варианте повышения безотказности использовался показатель прироста прибыли по сравнению с базовым вариантом, для расчета которого в пакете MathCAD разработана программа определения себестоимости готовой продукции дифференциальным методом. В результате установлено, что лучшим вариантом является повышение безотказности оборудования стана, при этом минимальный прирост прибыли составит 0.3%, а риск исключается.

Таким образом, построенная с учетом изложенных принципов и моделей экспертная система ТО и Р оборудования обеспечивает автоматизированный процесс поиска и принятия решений проблемных ситуаций ремонтного производства.

Список литературы: 1. Сопилкин Г.В., Ченцов Н.А., Сидоров В.А., Ошовская Е.В. Принципы построения экспертной системы обслуживания оборудования // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Вып. 3. - Донецк: ДонГТУ, 1996. С.125 - 134. 2. Мушик Э., Мюллер П. Методы

принятия технических решений. - М.: Мир, 1990. - 208 с., ил. 3. Кравченко Т.К. Процесс принятия плановых решений (информационные модели). - М.: Экономика, 1974. - 183 с. 4. Повышение надежности оборудования - резерв экономичной работы металлургических комплексов / Л.В. Коновалов, А.Н. Цупров, В.П. Кандыбин, В.С. Зайцев // Сталь. № 6. 1992. С. 75 - 78.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ОБРАБОТКА СИГНАЛОВ ИЗМЕРЕНИЯ В РЕАЛЬНОМ МАСШТАБЕ ВРЕМЕНИ

Сопилкин Г.В., Руденко Р.В., Нижник А.В.
(ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

В настоящее время при проведении экспериментальных работ требуется точно и быстро получить результаты при минимальных материальных и временных затратах. Кроме того, исследователю необходимо получать значения измеряемых величин в режиме реального времени и иметь возможность оперативно управлять экспериментом.

В связи с этим существует необходимость применения измерительной техники, работающей в реальном масштабе времени. К такой технике относится комплекс электронных приборов на основе современного персонального компьютера с аналого-цифровым преобразующим устройством (АЦПУ).

В данной статье предлагается современная организация процесса экспериментальных исследований с использованием вычислительной техники и современных прикладных пакетов программ.

Процесс преобразования аналогового сигнала в цифровой происходит следующим образом. Непрерывный аналоговый сигнал делится на равные отрезки с помощью высокостабильного источника тактовой частоты. Такие отрезки называются тактовыми интервалами. Значения амплитуды сигнала в начале каждого тактового интервала (отсчеты) запоминаются и сохраняются до начала следующего тактового интервала с помощью специального устройства выборки и хранения (УВХ). Эта операция называется дискретизацией, а частота следования отсчетов называется частотой дискретизации. В соответствии с теоремой Котельникова о дискретном преобразовании частота дискретизации должна вдвое превышать самую высокочастотную гармоническую составляющую полезного сигнала [1]. Величина каждого отсчета оценивается и выражается ближайшим по значению двоичным числом. Эта операция называется квантованием. Число таких значений - уровней квантования - определяет точность представления величины отсчета и зависит от количества используемых разрядов двоичного числа применяемой конкретной схемы АЦПУ. Чем раз-

рядность больше, тем точность выше. Для возможности обработки нескольких аналоговых величин в схеме применяют коммутатор аналоговых сигналов, называемый аналоговым мультиплексором. Для подключения АЦПУ с персональным компьютером необходимо устройство, осуществляющее аппаратное сопряжение передаваемых управляющих и принимаемых цифровых данных компьютера с АЦПУ, называемое интерфейсом. Работа измерительного комплекса компьютер-АЦПУ поддерживается специальным программным обеспечением.

На рис. 1 представлена структурная схема АЦПУ. Аналоговый сигнал с выбранного компьютером канала мультиплексора в начале определенного тактового интервала поступает на УВХ, где запоминается до начала следующего интервала. АЦП при получении сигнала на запуск преобразует этот аналоговый сигнал в цифровую форму, генерируя об окончании преобразования сигнал готовности. После этого компьютер через интерфейс производит считывание цифрового сигнала для дальнейшей программной обработки.

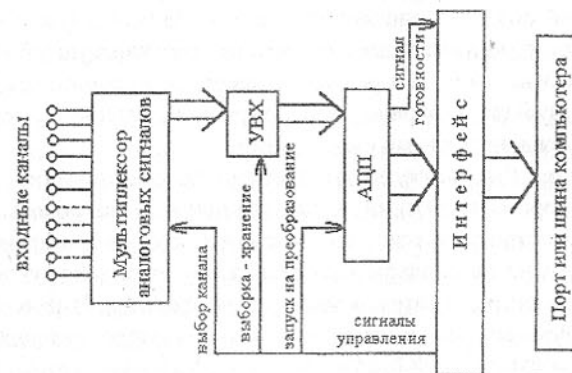


Рис.1. Структурная схема АЦПУ

Авторами было разработано АЦПУ на базе интегральной схемы 10-разрядного АЦП K1113ПВ1 на основе схемных решений, опубликованных в [2, 3]. Число аналоговых каналов - шестнадцать. Максимальная частота дискретизации при всех работающих каналах на каждом канале - 1000 Гц. При уменьшении числа работающих одновременно каналов частоту дискретизации каждого канала можно соответственно увеличить. Для подключения АЦПУ к компьютеру использовался LPT-порт. Так как сигналы, поступающие с датчиков (например, тензорезисторный преобразователь, термopapa, датчик Холла, фотоэлемент и т.д.) - слабые, необходимо было применить усилитель аналоговых сигналов.

Дальнейшая числовая обработка полученных сигналов выполнялась с помощью современных программных пакетов MathCAD 6.0 или Excel 6.0, работающих в среде операционной системы Windows. Чтобы связать MathCAD или Excel с АЦПУ, был разработан виртуальный драйвер VxD, написанный на языке Borland Pascal for Windows, непосредственно управляющий LPT-портом. Схема взаимодействия программ с АЦПУ приведена на рис. 2. MathCAD или Excel вызывает функции управления в DLL (Dynamic Link Libraries), они направляются дальше к VxD, который затем соответствующим образом включает аппаратные средства. Далее данные по этой же цепочке возвращаются назад.

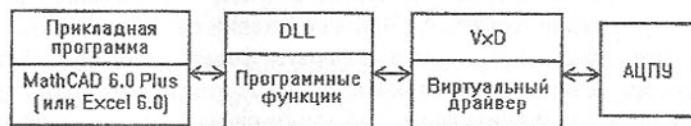


Рис.2. Схема взаимодействия прикладной программы с АЦПУ

Данный подход позволяет применить MathCAD (Excel) для наблюдения за экспериментом и производить математическую обработку полученных числовых данных в реальном масштабе времени, представить полученный результат на экране компьютера и при выводе на печать в соответствии с международными стандартами.

Авторами был проведен эксперимент по исследованию работы привода лабораторных гильотинных ножниц при порезке полосы в холодном состоянии. Контролировались одновременно следующие параметры: крутящий момент на тихоходном валу редуктора, приводящего ножницы, потребляемый электродвигателем ток, усилие резания. В качестве примера на рис. 3 приведен график изменения момента сопротивления от угла поворота вала редуктора при порезке полосы 10x20 мм марки Ст 45.

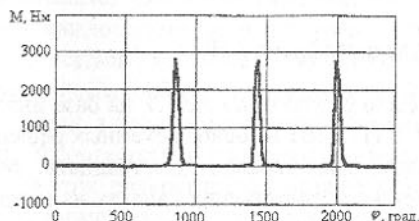


Рис.3. График изменения крутящего момента от угла поворота вала редуктора

Предлагаемая методика измерения и обработки физических величин может быть использована как при проведении различного рода исследований, так и на производстве при контроле и управлении технологическими

процессами и машинами. Использование известных программ, таких как Excel, MathCAD для Windows, позволят в минимально короткий срок обучить обслуживающий персонал и усовершенствовать эксплуатацию технологического оборудования.

Список литературы: 1. Гоноровский И. С. Радиотехнические цепи и сигналы: Учебник для ВУЗов. - М.: Радио и связь, 1986. - 512 с. 2. АЦП на БИС K1113ПВ1 для персональной ЭВМ "Электроника БК0010" / Лапиров А. В., Рудометов В. А., Харазов В. Г. // Микропроцессорные средства и системы. 1987. №4. С.85-86. 3. Десятиразрядный АЦП с дифференциальным входом и активным фильтром нижних частот на ИС K1113ПВ1 / Рудометов Е.А. // Зарубежная радиоэлектроника. 1993. №10-12. С. 49-50. 4. Провод к Excel / Лаухнер А. // ЧИП. 1997. №6. С. 36-38.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАКРЕПЛЕНИЯ СМЕННОЙ РЕЖУЩЕЙ ПЛАСТИНЫ ЗЕНКЕРА

Сурженко А.Н. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Повышение стоимости быстрорежущих сталей и твердых сплавов увеличивает затраты на инструмент. Сократить расходы инструментальных материалов возможно за счет минимизации размеров пластины и узла крепления. Наиболее эффективное решение этой проблемы возможно на базе аналитической модели. Поэтому в данной работе предложена конструкция узла крепления и разработана математическая модель, позволяющая определить пути минимизации его параметров.

Крепление режущей пластины в корпусе зенкера осуществляется силами трения на опорных поверхностях и винтом с конической головкой. Пластина имеет неправильную шестигранную форму и центральное отверстие в виде конуса переходящего в цилиндр. Ось отверстия под винт в корпусе зенкера смещена относительно оси отверстия в пластине в сторону боковых упорных частей гнезда. Вследствие этого, при завинчивании, коническая головка винта надежно прижимает ее к опорной и боковым упорным поверхностям гнезда корпуса. Особенностью сменной пластинки является то, что одна из упорных поверхностей ее выполнена под определенными углами относительно передней поверхности зенкера и калибрующей ленточки. Скос, по отношению к передней поверхности, при установке пластинки в корпус инструмента попадает в паз, имеющий такой же угол наклона, и при затяжке винта обеспечивает дополнительный прижим к ос-

новой опорной поверхности. Конструкция пластины и узла крепления представлены на рисунке.

Отличительной особенностью предложенного узла крепления является то, что силы резания уравниваются не крепежным винтом, а соответственно направленными силами трения. Вектор направления сил трения определяется соответствующей геометрией пластины. В функции винта входит только обеспечение крепления пластины в момент вывода инструмента из обработанного отверстия.

Целью проводимого исследования является определение геометрии крепежной части пластины, обеспечивающей надежное крепление ее за счет сил трения на опорных поверхностях. Разработанная математическая модель основывается на том, что основная базовая плоскость пластины контактирует с опорной поверхностью корпуса и является параллельной передней поверхности зенкера. Направляющая базовая плоскость контактирует со скошенной опорной поверхностью режущей пластины зенкера. Упорная базовая плоскость контактирует с одной из калибрующих ленточек пластины. Прямоугольная пространственная

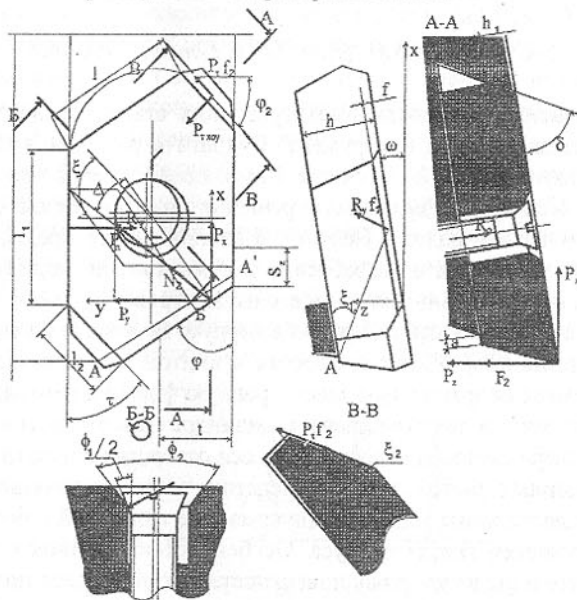


Рис. Силы действующие на режущую пластину зенкера

система координат, с началом в рассматриваемой точке режущей кромки, ориентирована относительно направления скорости главного движения ре-

зания [1]. В качестве рассматриваемой точки режущей кромки выступает точка сосредоточения равнодействующей силы резания. Координатная ось z параллельна и противоположно направлена вектору скорости главного движения резания. Ось x параллельна оси главного вращательного движения резания [1], то есть оси зенкера, и противоположна направлению подачи. Ось y перпендикулярна плоскости, образованной координатными осями x и z (см. рис). При рассмотрении процесса зенкерования действительная сила резания заменяется результирующей силой резания P , которая раскладывается на три вектора: $\bar{P}_z$ - главная касательная составляющая, действующая в направлении оси z ; $\bar{P}_x$ - осевая составляющая, действующая в направлении оси x ; $\bar{P}_y$ - радиальная составляющая, действующая в направлении оси y [1].

Составляющая силы резания - $\bar{P}_z$ прижимает режущую пластину к основной опорной поверхности и вызывает реакцию опоры $\bar{R}_0$.

Составляющие силы резания $\bar{P}_x$ и $\bar{P}_y$ прижимают пластину зенкера к боковым упорным поверхностям и вызывают реакции: $\bar{R}_y$ - на калибрующей ленточке; $\bar{P}_x$ - на скошенной упорной поверхности.

Вследствие наличия переднего γ и заднего α углов зенкера, а также нависания пластины, составляющие силы резания $\bar{P}_x$, $\bar{P}_y$ и $\bar{P}_z$, приложенные к главной режущей кромке, будут стремиться опрокинуть режущий элемент. Опрокидывание происходит относительно оси $A-A'$. Процессу опрокидывания препятствуют элемент узла крепления - винт и силы трения на боковых упорных поверхностях. В математической модели элемент крепления представлен силой Q , а силы трения на боковых поверхностях выражениями $R_y \cdot f_1$ и $P_x \cdot f_2$, где R_y и P_x - реакции на соответствующих поверхностях, а f_1 , f_2 - коэффициенты трения на этих плоскостях.

На основании вербального описания составлены уравнения равновесия аналитической модели, в которой:

1. Сумма проекций активных сил резания и реакций на опорных поверхностях пластины с корпусом зенкера на координатные оси:

$$\sum F_x = 0,$$

$$P_x + N_2 \cdot \sin(\varphi - \Delta) + R_y \cdot f_1 \cdot \sin(\xi_1 - \omega) + Q_k \cdot \cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot \sin\xi \cdot \cos\omega -$$

$$- P_\tau \cdot \sin\delta \cdot \sin\tau \cdot \cos\omega + P_\tau \cdot f_2 \cdot \cos\xi_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot \cos\omega + R_o \cdot \sin\omega = 0, \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0,$$

$$P_y + N_2 \cdot \cos(\varphi - \Delta) - R_y + Q_k \cdot \cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot \cos\xi + P_\tau \cdot \sin\delta \cdot \cos\tau +$$

$$+ P_\tau \cdot f_2 \cdot \cos\xi_2 \cdot \cos\varphi_2 = 0, \quad (2)$$

$$\sum F_z = 0,$$

$$P_z + F_2 + R_y \cdot f_1 \cdot \cos(\xi_1 - \omega) + Q_k \cdot \sin\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot \cos\omega + P_\tau \cdot \cos\delta \times$$

$$\times \cos\omega + P_\tau \cdot f_2 \cdot \cos\xi_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot \sin\omega - R_o \cdot \cos\omega = 0, \quad (3)$$

2. Сумма моментов активных сил резания и моментов реакций опор относительно оси $A-A'$

$$\sum M_{A-A'} = 0,$$

$$[P_x \cdot \sin\varphi \cdot \cos\gamma + N_2 \cdot \cos\Delta \cdot \cos\gamma + P_y \cdot \cos\varphi \cdot \cos\gamma +$$

$$+ (P_z + F_2) \cdot \sin\gamma] \cdot p_{P_x \cos} + [P_x \cdot \sin\varphi \cdot \sin\gamma + N_2 \cdot \cos\Delta \cdot \sin\gamma +$$

$$+ P_y \cdot \cos\varphi \cdot \sin\gamma - (P_z + F_2) \cdot \cos\gamma] \cdot p_{P_x \sin} - R_y \cdot [\cos\varphi_2 \cdot p_{R_y} -$$

$$- f_1 \cdot \cos\xi_1 \cdot p_{R_y f_1 \cos} - f_1 \cdot \sin\xi_1 \cdot \sin\varphi_2 \cdot p_{R_y f_1 \sin}] + Q_k \times$$

$$\times \left[\cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot \cos(\varphi_2 - \xi) \cdot p_{Q \cos} + \sin\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot p_{Q \sin} \right] +$$

$$+ P_\tau \cdot [\cos\delta \cdot p_{P_\tau \cos} + \sin\delta \cdot \cos(\varphi_2 + \tau) \cdot p_{P_\tau \sin} + f_2 \cdot \cos\xi_2 \times$$

$$\times p_{P_\tau f_2 \cos} + f_2 \cdot \sin\xi_2 \cdot p_{P_\tau f_2 \sin}] - R_o \cdot p_{R_o} = 0, \quad (4)$$

где $p_{P_x \cos}$, $p_{P_x \sin}$, $p_{N_2 \cos}$, $p_{N_2 \sin}$, $p_{P_y \cos}$, $p_{P_y \sin}$, $p_{P_z F_2 \cos}$, $p_{P_z F_2 \sin}$, p_{R_y} , $p_{R_y f_1 \cos}$, $p_{R_y f_1 \sin}$, $p_{Q \cos}$, $p_{Q \sin}$, $p_{P_\tau \cos}$, $p_{P_\tau \sin}$, $p_{P_\tau f_2 \cos}$, $p_{P_\tau f_2 \sin}$, p_{R_o} - плечи сил, действующих на пластину.

Уравнения равновесия (1) - (4) преобразовываются, упрощаются и записываются в виде системы:

$$\left. \begin{aligned} a_1 + R_y \cdot b_1 + Q_k \cdot c_1 - P_\tau \cdot d_1 + R_o \cdot t_1 &= 0; \\ a_2 - R_y + Q_k \cdot c_2 + P_\tau \cdot d_2 &= 0; \\ a_3 + R_y \cdot b_3 + Q_k \cdot c_3 + P_\tau \cdot d_3 - R_o \cdot t_3 &= 0; \\ a_4 - R_y \cdot b_4 + Q_k \cdot c_4 + P_\tau \cdot d_4 - R_o \cdot t_4 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где

$$a_1 = P_x + N_2 \cdot \sin(\varphi - \Delta); \quad b_1 = f_1 \cdot \sin(\xi_1 - \omega); \quad c_1 = \cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot \sin\xi \cdot \cos\omega;$$

$$d_1 = \sin\delta \cdot \sin\tau \cdot \cos\omega - f_2 \cdot \cos\xi_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot \cos\omega; \quad t_1 = \sin\omega,$$

$$a_2 = P_y + N_2 \cdot \cos(\varphi - \Delta); \quad b_2 = 1; \quad c_2 = \cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot \cos\xi;$$

$$d_2 = \sin\delta \cdot \cos\tau + f_2 \cdot \cos\xi_2 \cdot \cos\varphi_2; \quad t_2 = 0,$$

$$a_3 = P_z + F_2; \quad b_3 = f_1 \cdot \cos(\xi_1 - \omega); \quad c_3 = \sin\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot \cos\omega;$$

$$d_3 = \cos\delta \cdot \cos\omega + f_2 \cdot \cos\xi_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot \sin\omega; \quad t_3 = \cos\omega,$$

$$a_4 = [P_x \cdot \sin\varphi \cdot \cos\gamma + N_2 \cdot \cos\Delta \cdot \cos\gamma + P_y \cdot \cos\varphi \cdot \cos\gamma + (P_z + F_2) \times$$

$$\times \sin\gamma] \cdot p_{P_x \cos} + [P_x \cdot \sin\varphi \cdot \sin\gamma + N_2 \cdot \cos\Delta \cdot \sin\gamma + P_y \cdot \cos\varphi \cdot \sin\gamma -$$

$$- (P_z + F_2) \cdot \cos\gamma] \cdot p_{P_x \sin};$$

$$b_4 = \cos\varphi_2 \cdot p_{R_y} - f_1 \cdot \cos\xi_1 \cdot p_{R_y f_1 \cos} - f_1 \cdot \sin\xi_1 \cdot \sin\varphi_2 \cdot p_{R_y f_1 \sin};$$

$$c_4 = \cos\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot \cos(\varphi_2 - \xi) \cdot p_{Q \cos} + \sin\left(\frac{\phi_1}{2}\right) \cdot p_{Q \sin}; \quad d_4 = \cos\delta \times$$

$$\times p_{P_\tau \cos} + \sin\delta \cdot \cos(\varphi_2 + \tau) \cdot p_{P_\tau \sin} + f_2 \cdot \cos\xi_2 \cdot p_{P_\tau f_2 \cos} + f_2 \cdot \sin\xi_2 \times$$

$$\times p_{P_\tau f_2 \sin}; \quad t_4 = p_{R_o}.$$

Решение системы уравнений (5) позволяет определить силы действующие на элементы узла крепления. Так усилие воспринимаемое винтом определяется выражением вида:

$$Q_k = \frac{\Delta Q}{\Delta}, \quad (6)$$

где

$$\Delta = t_1 \cdot [-c_2 \cdot (b_3 \cdot d_4 + d_3 \cdot b_4) + d_2 \cdot (c_3 \cdot b_4 + b_3 \cdot c_4) + (d_3 \cdot c_4 - c_3 \cdot d_4)] +$$

$$+ t_3 \cdot [c_2 \cdot (d_1 \cdot b_4 - b_1 \cdot d_4) + d_2 \cdot (c_1 \cdot b_4 + b_1 \cdot c_4) - (c_1 \cdot d_4 + d_1 \cdot c_4)] +$$

$$+ t_4 \cdot [c_2 \cdot (b_1 \cdot d_3 + d_1 \cdot b_3) + d_2 \cdot (c_1 \cdot b_3 - b_1 \cdot c_3) + (c_1 \cdot d_3 + d_1 \cdot c_3)];$$

$$\Delta_Q = t_1 \cdot [a_2 \cdot (d_3 \cdot b_4 + b_3 \cdot d_4) - d_2 \cdot (b_3 \cdot a_4 + a_3 \cdot b_4) + (a_3 \cdot d_4 - d_3 \cdot a_4)] +$$

$$+ t_3 \cdot [a_2 \cdot (b_1 \cdot d_4 - d_1 \cdot b_4) - d_2 \cdot (b_1 \cdot a_4 + a_1 \cdot b_4) + (d_1 \cdot a_4 + a_1 \cdot d_4)] +$$

$$+ t_4 \cdot [-a_2 \cdot (d_1 \cdot b_3 + b_1 \cdot d_3) + d_2 \cdot (b_1 \cdot a_3 - a_1 \cdot b_3) - (d_1 \cdot a_3 + a_1 \cdot d_3)].$$

Разработанная конструкция узла крепления сменной режущей пластины зенкера, позволяет перераспределить нагрузку, воспринимаемую винтом и опорными плоскостями корпуса. Уменьшение усилия на винте приводит к росту его на стенки паза. Конструктивное исполнение узла крепления предусматривает выполнение скошенной одной из опорных поверхностей корпуса. Это условие приводит к ослаблению ее. Следовательно, при определении усилия закрепления, воспринимаемого винтом, необходимо учитывать изменение нагрузки, действующей на эту опору. Усилия, воспринимаемое скошенной частью паза корпуса зенкера, равно по модулю и противоположно направлено реактивной силе P_r , его можно определить из системы уравнений (5):

$$P_r = \frac{\Delta P_r}{\Delta}, \quad (7)$$

где

$$\Delta P_r = t_1 \cdot [c_2 \cdot (b_3 \cdot a_4 + a_3 \cdot b_4) - a_2 \cdot (c_3 \cdot b_4 + b_3 \cdot c_4) + (c_3 \cdot a_4 - a_3 \cdot c_4)] +$$

$$+ t_3 \cdot [c_2 \cdot (b_1 \cdot a_4 + a_1 \cdot b_4) - a_2 \cdot (c_1 \cdot b_4 + b_1 \cdot c_4) + (c_1 \cdot a_4 - a_1 \cdot c_4)] +$$

$$+ t_4 \cdot [c_2 \cdot (a_1 \cdot b_3 - b_1 \cdot a_3) + a_2 \cdot (b_1 \cdot c_3 - c_1 \cdot b_3) + (a_1 \cdot c_3 - c_1 \cdot a_3)].$$

Совместное исследование зависимостей (6) и (7) устанавливает связь Q и P_r с конструктивными и геометрическими параметрами режущей пластины и зенкера в целом.

Численное исследование модели позволило установить, что параметры и расположение скошенной поверхности пластины имеют наибольшее влияние на Q и P_r . При значениях τ и δ в пределах $35^\circ - 45^\circ$, в за-

висимости от диаметра зенкера, происходит максимальное разгружение винта.

Таким образом, предложенный узел крепления режущей пластины зенкера и разработанная математическая модель усилий закрепления позволили выбрать геометрию крепежной части пластины, при которой силы действующие на винт будут минимальными. Кроме того определены параметры пластины при которых основной опорной поверхностью, воспринимающей силы резания, является наиболее жесткая часть корпуса зенкера.

Список литературы: 1. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. - Л.: Машиностроение, 1987. - 846 с.

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА И ВОЗМОЖНОСТИ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИМПУЛЬСНОЙ МИКРО-ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Сухарев С.О. (АО НИИ "Изотерм", г. Брянск, Россия)

Процесс непрерывного роста рабочих параметров машин требует применения в машиностроении изделий с качественно новыми свойствами и возможностями. Однако изготовление таких изделий крайне затруднительно, а в ряде случаев и невозможно. Это связано с тем, что для них используются высокопрочные, сверхтвердые и нетрадиционные материалы. Поэтому для обработки изделий из таких материалов необходимы новые прогрессивные методы.

Вместе с тем, проведение экспериментальных исследований в целях оптимизации текстуры поверхностей, упрочняемых методом импульсной электромеханической обработки, поиска приемлемых конструкционных материалов и геометрических параметров инструмента (роликов), выбора наиболее эффективных режимов упрочнения и дальнейшего промышленного внедрения новых технологий повышения износостойкости деталей, невозможно без соответствующего технического оборудования.

В настоящее время исследования проводятся, в основном, с использованием морально устаревших серийных установок и приборов, значительно ограничивающих возможности и эффективность исследований. Поэтому для дальнейшего совершенствования импульсной электромеханической обработки, в частности при переходе к реализации принципов импульсной микро-электромеханической обработки, актуальной задачей является создание соответствующей технологической установки.

Основными принципами при разработке установки для импульсной микро-электромеханической обработки являются: электробезопасность, низкая материалоемкость, экономия электроэнергии, мобильность и удобство в эксплуатации, достаточный диапазон регулирования силы тока на выходе и возможность плавного регулирования продолжительности импульсов и пауз в заданных пределах. Исходя из предварительных расчетов и оценок, за основу приняты следующие технические характеристики установки:

- габаритные размеры (L×B×H) - 400×800×600 мм,
- масса модуля, не более 35 кг,
- диапазон регулируемой силы тока $I_{\text{вых}}$ - 100 ... 600 А,
- выходное напряжение - 2 ... 8 В,
- пределы регулирования продолжительности импульсов, $\tau_{\text{и}}$ - 0,05 ... 0,5 с.
- конструктивное исполнение: единый силовой модуль, инструментальная головка со сменными роликами, элементы коммутации.

Такие параметры установки позволяют выбирать необходимые режимы обработки в зависимости от материала заготовок, геометрии инструмента, применяемого типа основного оборудования (станка). Они также дают возможность осуществлять быстрое изменение места размещения установки, определять ее эффективное использование как при проведении исследований, так и условиях производства.

На рис. 1 представлена принципиальная схема установки (устройства) для импульсной микро-электромеханической обработки изделий. Работа этой установки основана на высококачественном преобразовании и усилении электрического тока промышленной сети (380 В, 50 Гц). Силовой модуль установки состоит из двух основных узлов: системы преобразования частоты и системы управления. Система преобразования частоты состоит из выпрямителя, высокочастотного генератора, усилителя мощности и высокочастотного трансформатора. Уровень частот преобразователя 30 - 50 Гц не представляет каких-либо технических трудностей и позволяет выполнить усилитель на базе электронных переключателей (транзисторного и тиристорного типа), а ВЧ- трансформатор на ферритовых кольцах.

Система управления, имеющая отдельную панель с вынесенными на нее регуляторами силы тока, продолжительности импульсов и пауз, а также приборами индикации, обеспечивает задание необходимых параметров с помощью своего генератора и усилителя мощности, связанных с ВЧ-трансформатором системы преобразования частоты. К силовому модулю (в виде переносного блока) подводятся элементы коммутации, имеется система вентиляторно-радиаторного охлаждения.

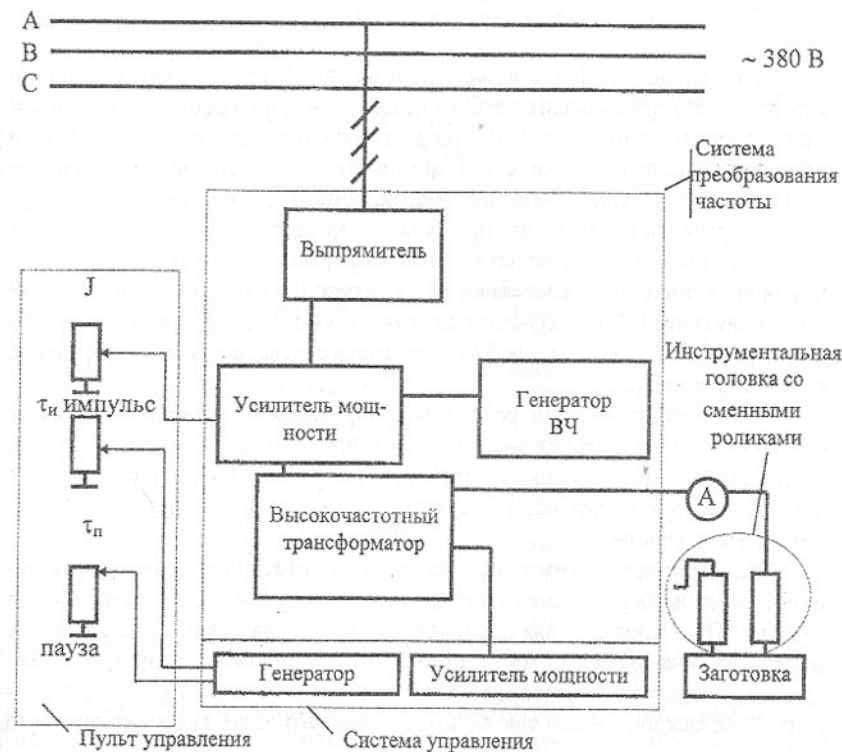


Рис. 1 Принципиальная схема установки микро- электромеханической обработки.

Предложенное устройство (рис. 1) вместе с инструментальными головками и сменными роликами представляет собой мобильную установку для импульсной микро-электромеханической обработки поверхностей. Ее применение позволяет повысить качество обрабатываемых поверхностей и обеспечить новые свойства изделий.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ченцов Н.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Повышение эффективности работы ремонтной службы машиностроительного предприятия требует развития методов решения ее задач. К таким задачам можно отнести: прогнозирование сроков отказа деталей оборудования; планирование его диагностик и ремонтов; планирование сроков и объемов заказа запасных частей, ремонтных материалов и т.д. [1].

Разработка и апробация новых методов предполагает использование значительных объемов статистической информации характеризующей изменение технического состояния (ТС) деталей оборудования в процессе его эксплуатации. Для получения достоверных оценок, по развешиваемым задачам ремонтной службы, необходимо иметь статистическую информацию по $n > 30$ деталям [2].

Сбор этих данных, на реальном оборудовании в нормальном режиме его эксплуатации, требует значительного времени, иногда несколько лет. Использование физических моделей, для получения этих данных, требует дополнительных затрат на экспериментальное оборудование и так же занимает много времени.

Альтернативой этим подходам можно считать применение имитационной модели оборудования с целью получения (генерации) данных о изменении ТС его деталей для последовательного ряда заданных дней. Такая модель должна включать множество блоков одинаковой структуры, каждый из которых соответствует одной детали оборудования. В свою очередь, блок каждой детали так же можно рассматривать как имитационную модель.

Основной задачей данной работы является разработка структуры имитационной модели детали которую можно назвать генератором изменения ТС детали. Возможная схема такого генератора приведена на рисунке.

Проведение одного эксперимента с использованием генератора предполагает, что начиная с заданного момента времени T_H , он выдает ТС детали с заданной периодичностью Δt . Последовательная выдача данных осуществляется по заданному количеству n реализаций детали. Генерируемые данные о ТС детали могут использоваться задачей ремонтной службы с целью ее исследования.

Ядром генератора можно считать математическое выражение описывающее изменение ТС y детали во времени (модель детали). В качестве такого выражения принята типичная кривая износа [3], которая имеет нели-

нейный характер. В соответствии с этой кривой ТС может изменяться от $y=0$, для вновь установленной детали, до $y=y_{\text{лр}}$ для детали достигшей предельного состояния $y_{\text{лр}}$ и требующей замены. Такая кривая может быть использована для описания изменения ТС любой детали машиностроительного оборудования.

Учитывая основную задачу данной работы допустимо использовать упрощенную кривую износа представленную линейной функцией:

$$y = A t,$$

где y , текущее ТС детали;

A , скорость изменения ТС детали;

t , Продолжительность эксплуатации детали.

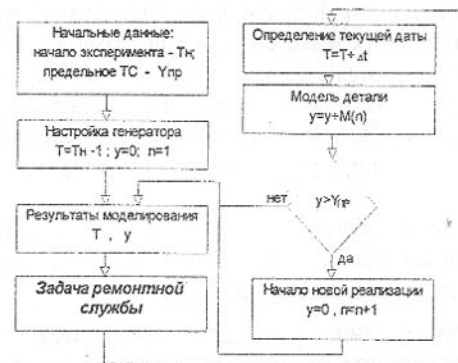


Рис. Схема генератора ТС детали

Принято, что параметр A характеризует совокупность внешних (нагрузки) и внутренних (прочностные и геометрические свойства) факторов влияющих на изменение ТС детали. Значение этого параметра, в процессе генерации изменения ТС одной детали является постоянной величиной, $A = const$.

Адаптация модели детали к требованиям генератора потребовала изменения вида линейной функции:

$$y_i = y_{i-1} + A \Delta t,$$

где y_i ТС детали в i й день ее эксплуатации;

y_{i-1} , ТС детали в i й день ее эксплуатации;

Δt , периодичность генерации ТС детали.

Корректное проведение исследования задачи ремонтной службы предполагает генерацию данных по $n > 30$ деталям. При этом, с целью учета случайного характера изменения ТС детали, для каждой реализации детали необходимо принимать собственное значение A . Совокупность этих значений может быть представлена матрицей строкой M из $n > 30$ элемен-

тов. Переход к очередной реализации осуществляется при выполнении условия $y_i = u_{пр}$. При этом из матрицы M берется очередное значение A , а текущее ТС принимается равным нулю $y_i = 0$.

Каждый эксперимент по исследованию задачи ремонтной службы выполняется в следующей последовательности. Первоначально формируется матрица M . Затем вводится дата T_H начала эксперимента и предельное техническое состояние детали $u_{пр}$.

В блоке настройки генератора определяется: дата начала его работы T ; вводится состояние новой детали $y_i = 0$ для первой реализации $n=1$. Затем определяется текущая дата $T = T + \Delta t$ и текущее ТС детали из ее модели $y = y + M_A(n)$. В случае, если текущее ТС превышает предельное $y > u_{пр}$, осуществляется переход к новой реализации. При этом обнуляется ТС детали (ТС новой детали) и определяется номер реализации $n = n + 1$. Полученные результаты T , y передаются в блок результатов моделирования.

Затем эти результаты могут быть использованы в исследуемой задаче ремонтной службы. Из этой задачи передается сообщение о возможности перехода к следующей дате и полному повторению всех этапов для этой даты.

Такое циклическое повторение этапов может осуществляться до выполнения заданного условия. Таким условием могут служить: количество реализаций детали; максимальная дата и др.

Выводы. Разработанная структура и состав генератора ТС детали позволяет применять его для генерации данных о изменении ТС детали во времени. При этом настройка генератора включает ввод характеристик детали: предельное ТС детали и скорость изменения ТС детали.

Данные из генератора могут использоваться при проведении математических экспериментов по исследованию методов решения задач ремонтной службы с целью формирования статистики диагностик или отказов. Такой подход к формированию статистики значительно снижает трудоемкость и продолжительность проведения экспериментов.

Список литературы: 1. Оценка состояния трубопроводов промышленных предприятий с использованием средств технической диагностики. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 1997. вып. 4. с. 155-159. 2. Надежность в технике. Система сбора и обработки информации. Планирование наблюдений. ГОСТ 27.502.-83 3. Седуш В.Я. Надежность ремонт и монтаж металлургических машин. - К.: НМК ВО, 1992. - 368с.

ЗАГАЛЬНИЙ ВИД МОДЕЛІ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕРМІНУ ВІДМОВИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН НА СТАДІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Ченцов М.О., Ручко В.М. (ДонГТУ, м. Донецьк, Україна)

У процесі функціонування ремонтної служби постійно виконується планування: термінів ремонтів, термінів замовлення запасних частин, їх обсягу та інш. Ці дані необхідні для своєчасного виконання ремонтних дій. У основі планування лежить прогнозування терміну відмови $T_{від}$ деталі або оцінка імовірності її безвідмовної роботи $P(t)$ на заданий момент часу.

На деталь, у процесі її експлуатації, діє значна кількість різноманітних факторів, які носять випадковий характер. Це потребує при прогнозуванні терміну відмови деталі застосування моделей, що враховують стохастичний характер зміни її технічного стану (ТС). Необхідно відмітити, що ціль та структура процедури прогнозування терміну відмови єдина при рішенні усіх вище перелічених задач планування.

Прогнозний термін відмови визначається із виразу [1]:

$$T_{від} = T_{п} + t_{рес} \quad (1)$$

де $T_{п}$ - термін початку експлуатації деталі (випередження прогнозу); $t_{рес}$ - прогнозуємий ресурс деталі.

У загальному випадку прогнозування терміну відмови повинен враховуватися стохастичний характер зміни ТС деталі на інтервалі прогнозування, що здійснюється при визначенні $t_{рес}$:

$$t_{рес} = t_B + t_{зал}, \quad (2)$$

де t_B - детерміноване значення використаної частини ресурсу деталі (час експлуатації) на початок терміну випередження прогнозу T_B (рисунок); $t_{зал}$ - прогнозна стохастична оцінка залишкового ресурсу деталі у часі.



Рис. Графічне представлення ресурсів деталі по параметру.

На значення коефіцієнту варіації v_3 залишкового ресурсу впливають чотири основних стохастичних фактора: технологічні навантаження, міцнісні характеристики деталі, якість ремонтних дій та керування технологічним процесом. Для зниження значення v_3 пропонується

математичний апарат, що дозволяє перекласти технологічні навантаження та міцнісні характеристики деталі до типу детермінованих факторів. Цей переклад потребує переходу від застосування одиниць часу, при вимірюванні використаного ресурсу, до застосування відносної величини R , яка характеризує ступінь пошкодження середнього об'єкту (деталі), та може бути отримана на підставі проведення діагностики або з виразу:

$$R = f_R [N(t), M], \quad (3)$$

де $N(t)$ -виробнича програма (сукупність видів та обсягів продукції), використана при визначенні навантажень, діючих на деталь;

M - міцнісні характеристики деталі;

t - інтервал часу, для якого визначається значення R .

Сукупність значень R для деталей, що досягли граничного стану складає потік ресурсів $R_1, R_2 \dots R_n$. На основі потоку визначається вид закону розподілу повного ресурсу Z_{Π} , математичне очікування R_{Π} та коефіцієнт варіації v_{Π} [2], які забезпечують урахування стохастичного характеру якості ремонтних дій та відхилення у технологічному процесі.

Залишковий ресурс також описується законом розподілу. Його параметри можна поділити на сталі, що не змінюються під час експлуатації Z_3 та v_3 , а також змінні - R_3 . Значення сталих параметрів приймаються такими ж, як для повного ресурсу $Z_3 = Z_{\Pi}$, $v_3 = v_{\Pi}$. Нижче запропонована методика визначення $t_{\text{ЗЛ}}$ передбачає наявність початкових даних, що включають вид та параметри функції f_R , а також значення R_{Π} , Z_3 , v_3 .

На першому кроці визначення $t_{\text{ЗЛ}}$ знаходимо використану частину ресурсу R_B , виражену у відносній величині, яка може бути отримана застосовуючи методи використані при діагностуванні або із виразу:

$$R_B = f_R [N_B(t_B), M], \quad (4)$$

де $N_B(t_B)$ - реальна виробнича програма реалізована за час експлуатації t_B .

Далі визначається математичне очікування залишкового ресурсу R_3 :

$$R_3 = R_{\Pi} - R_B. \quad (5)$$

На підставі заданої імовірності безвідмовної роботи $P(t)$ визначаємо стохастичну оцінку залишкового ресурсу:

$$R_{\text{ЗЛ}} = f_C [R_3, Z_3, v_3, P(t)]. \quad (6)$$

Для визначення значення $t_{\text{ЗЛ}}$ використовуємо рівняння:

$$R_{\text{ЗЛ}} - R_{\text{ПЛ}} = 0, \quad (7)$$

де $R_{\text{ПЛ}}$ - використана частина ресурсу на періоді плануємої виробничої програми.

$$R_{\text{ПЛ}} = f_R [N_{\text{ПЛ}}(t_{\text{ЗЛ}}), M], \quad (8)$$

де $N_{\text{ПЛ}}(t_{\text{ЗЛ}})$ - плануєма від T_{Π} виробнича програма за час $t_{\text{ПЛ}}$.

Вирішуємо рівняння (7) застосовуючи метод ітерації і змінюючи значення $t_{\text{ПЛ}}$. Значення $t_{\text{ПЛ}}$, яке відповідає рішенням рівняння і приймається $t_{\text{ЗЛ}}$ ($t_{\text{ЗЛ}} = t_{\text{ПЛ}}$).

Як відомо, використанню моделі прогнозування передують визначення її параметрів з застосуванням різноманітних параметризуючих моделей. Запропонована прогнозна модель обов'язково передбачає використання параметрів Z_{Π} , v_{Π} та R_{Π} , які визначаються по повним ресурсам попередніх реалізацій деталі. Параметризуючі моделі для визначення Z_{Π} , v_{Π} та R_{Π} назовемо моделями П-типу. Для підвищення точності прогнозування застосовують дані про використаний ресурс R_B , в залежності від значень $N(t)$ та M поточної реалізації, які є аргументами функції f_R . Параметризуючі моделі для визначення функції f_R назовемо моделями В-типу.

У процесі експлуатації деталі, для підвищення точності прогнозу, передбачається багаторазове використання моделі прогнозування. Це забезпечує врахування збільшення частки детермінованої компоненти t_B та зменшення частки стохастичної компоненти $t_{\text{ЗЛ}}$ у прогнозному ресурсі $t_{\text{рес}}$.

Часто зустрічається окремий випадок застосування цієї моделі, коли при прогнозуванні не враховується значення використаної частини ресурсу R_B , а сам прогноз виконується тільки один раз, у момент початку експлуатації деталі, тобто значення $R_B = 0$, але це призводить до зниження точності прогнозування.

Висновки:

1. Переклад навантажень та міцнісних характеристик деталі із групи стохастичних до детермінованих дозволяє підвищити точність прогнозування терміну відмови;

Маємо універсальну прогнозну модель, яку можна адаптувати до наявної інформації про об'єкт та умови його експлуатації.

Перелік літератури: 1. Прогнозирование сроков отказа металлургического оборудования/Седуш В.Я., Ченцов Н.А., Ченцова Н.С.// Металлургическая и горнорудная промышленность. - 1994. № 3.- С. 75-77. 2. Шор Я.В. Статистические методы контроля качества и надежности. М.: Советское радио. 1962. - 552 с.

ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПО ТОКУ ДВИГАТЕЛЯ

Ченцов Н.А., Сидоров В.А., Дорофейская Н.В.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Ремонтная служба обеспечивает устранение неисправностей, восстановление работоспособности и обновление металлообрабатывающего оборудования. Одним из направлений ее совершенствования является переход к ремонтам по техническому состоянию (ТС), путем внедрения системы технической диагностики (ТД). При этом достигается снижение количества аварийных отказов и более полное использование ресурса деталей, заменяемых в предупредительном порядке.

Объектом ТД является механическая система, которая входит в состав мехатронной системы. Совокупность таких элементов, как двигатель, механическая система, рабочий орган (шпиндель и резец), а также система управления и называется мехатронной системой [1]. В процессе эксплуатации кинематические характеристики механической системы изменяются в связи с износом ее элементов, что сказывается на токовой характеристике двигателя.

В настоящее время для оценки ТС механической системы широко используется вибродиагностирование. Выбор определенного параметра вибрации - виброперемещения, виброскорости, виброускорения - зависит от объекта диагностирования. Виброперемещение, измеренное в области низких частот, обеспечит выявление таких неисправностей, как расцентровка или повреждение муфт, смещение осей между механизмами из-за некачественного монтажа или неравномерного нагрева, износа подшипников качения [2]. Следовательно, использование параметра виброперемещения приемлемо для контроля за изменением кинематических характеристик механической системы, пока она находится в хорошем состоянии.

Среди методов вибродиагностирования самым распространенным является контроль общего уровня вибрации. Наиболее точный результат о ТС можно получить применением спектрального анализа. При этом проводится анализ амплитуд вибрации на частотах, совпадающих с собственной частотой элемента или на частотах протекания рабочего процесса (рис. 1а). Как правило этот контроль осуществляется переносными средствами диагностирования.

Использование виброперемещения для оценки кинематического состояния механической системы требует решения ряда проблем, из которых наиболее существенной является выбор контрольной точки. Ее положение должно обеспечивать равное затухание сигнала виброперемещения от элементов механической системы к контрольной точке. Полный учет

затухания различных элементов системы, приводит к значительному усложнению математического аппарата для оценки ТС.

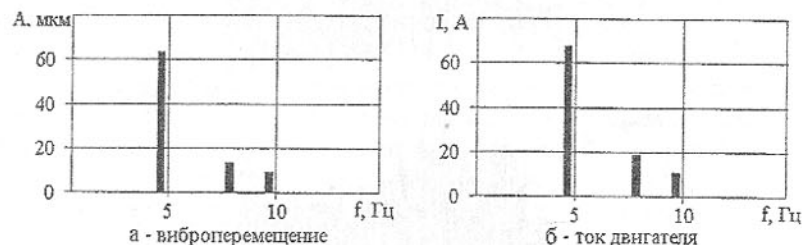


Рис. 1. Спектральные характеристики

Альтернативой использованию виброперемещения для контроля кинематического состояния механической системы можно предложить контроль тока двигателя. На рис. 1б показана спектральная характеристика тока двигателя, на которой можно видеть пики на таких же частотах, как и на спектральной характеристике виброперемещения. Результаты спектрального анализа виброперемещения и тока двигателя приведены в таблице 1.

Таблица 1. Данные спектральных характеристик

Частота $f, \text{Гц}$	Виброперемещение $S_f, \text{мкм}$	Ток двигателя, $I_f, \text{А}$	Масштабный фактор M_f
4.4	63	68	1.08
7.8	14	19	1.35
9.8	9	11	1.22

По данным спектральных характеристик на каждой частоте f рассчитан масштабный фактор M_f :

$$M_f = I_f / S_f$$

где I_f - амплитуда тока двигателя, А;

S_f - амплитуда виброперемещения, мкм.

Полученные значения M_f близки между собой, что доказывает подобие спектральных характеристик виброперемещения и тока двигателя. Различие в значениях M_f объясняется различным затуханием сигнала виброперемещения от разных элементов механической системы. Таким образом, контроль виброперемещения можно заменить контролем токовых характеристик для оценки ТС механизма, пока он находится в хорошем состоянии.

Другой подход предполагает анализ тока двигателя, представленного в виде осциллограммы (рис. 2).

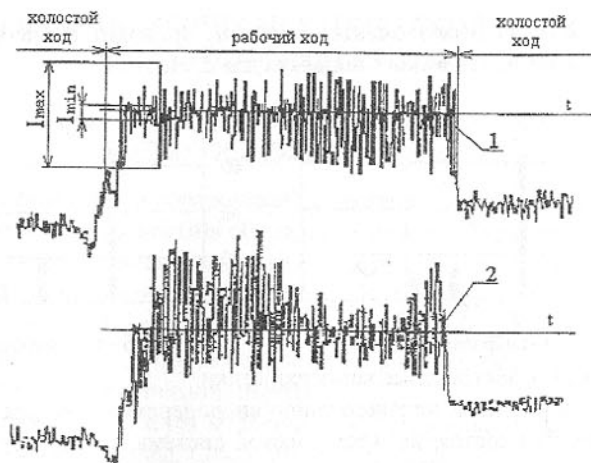


Рис. 2. Осциллограмма тока двигателя

На предприятиях используется экспертный метод, базирующийся на оценке 'равномерности' участка осциллограммы на рабочем ходу. Например, верхняя токовая характеристика электродвигателя механизма 1 по более ровному ее изменению в сравнении с характеристикой другого механизма 2 показывает, что состояние механизма 1 лучше ТС механизма 2. Метод экспертных оценок обладает рядом недостатков, из них самый существенный - субъективный результат оценки.

Этого недостатка можно избежать, применив формальный метод анализа осциллограммы с целью оценки ТС. В качестве обобщающего параметра может служить глубина амплитудной модуляции - отношение разности между максимальной и минимальной силой тока ΔI к среднему значению I_{CP} :

$$\Delta S = (\Delta I_{MAX} - \Delta I_{MIN}) / I_{CP},$$

где ΔI_{MAX} , ΔI_{MIN} , I_{CP} - соответственно максимальное, минимальное, среднее значения колебания тока на рассматриваемом участке.

Глубина амплитудной модуляции на участке холостого хода ΔS_{XX} отражает ТС механической системы, а ΔS_P на участке рабочего хода - еще и технологические нагрузки. Как показывают исследования, на ранних стадиях появления неисправностей дефекты проявляются сильнее под действием технологических нагрузок.

Наиболее простым методом оценки ТС можно считать использование коэффициента нагрузки:

$$K_H = (I_P - I_{XX}) / I_{XX},$$

где I_P - среднее значение тока двигателя на участке рабочего хода;

I_{XX} - среднее значение тока двигателя на участке холостого хода.

Опыт показывает, что по мере износа механической системы ток I_{XX} растет, что приводит к уменьшению K_H .

В традиционной системе управления ток двигателя входит в группу рабочих параметров и непрерывно контролируется. В данной работе проиллюстрировано использование тока двигателя в качестве диагностического параметра для оценки ТС механической системы. Такой подход не требует установки датчиков и линий передачи данных о токе двигателя на пульт управления, так как эти элементы уже используются в традиционной системе управления, что позволит существенно снизить затраты на ТД.

Расширение традиционной системы управления, путем включения функций ТД обеспечит непрерывный контроль за состоянием механической системы. Это позволит предупреждать технолога средствами сигнализации о превышении параметром предельного значения. Таким образом, система ТД реализует еще одну функцию - аварийную сигнализацию. При этом снижается продолжительность простоев оборудования и ремонтных воздействий, что обеспечит возможность управлять ТС механизма, повышать эффективность работы ремонтной службы и снижать затраты.

Выводы:

1. Токовая характеристика может быть использована в качестве обобщающего параметра для оценки кинематического состояния элементов механической системы, пока она находится в хорошем ТС.
2. Использование токовых характеристик обеспечивает снижение трудоемкости диагностирования.

Список литературы: 1. Защита металлургических машин от поломок: Сб. науч. тр. - Вып. 2.-Мариуполь, 1997.-276с. 2. Голуб Е.С., Мадорский Е.З., Розенберг Г.Ш. Диагностирование судовых технических средств: Справочник.-М.: Транспорт, 1993.-150с.

КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА В РЕМОНТНОЙ СЛУЖБЕ

Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

На промышленном предприятии имеется ремонтная служба (РС), деятельность которой направлена на поддержание оборудования в работоспособном состоянии при оптимальных затратах. Оценка эффективности ее работы предполагает использование частных показателей качества: по характеристикам оборудования (объект), установленного в технологическом процессе; по управляющей системе (УС) включающей: технологии

ремонтных воздействий, структуру УС, подсистемы и методы решения ее задач [1].

Как правило, эти показатели используются разрозненно и не согласованно. Совместный их анализ позволяет получить интегральный показатель, который может служить критерием качества РС. Известны попытки получения такого показателя методом экспертных оценок. Этот метод практически невозможно формализовать, а результат его использования имеет низкую точность, что обусловлено субъективным характером оценок экспертов [2].

В настоящее время известно значительное количество частных показателей качества, используемых в РС. Получение объективного значения интегрального показателя качества предполагает использование формальных методов комплексного анализа значений частных показателей качества. Анализ характера частных показателей качества и цели их использования позволили связать их с компонентами предметной области РС. Перечень компонентов предметной области РС и примеры показателей качества по ним сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Частные показатели качества ремонтной службы

Компоненты предметной области РС	Показатели качества оборудования	Показатели качества решения задач
Технологический процесс	Производительность, качество продукции.	—
Технология ремонтного воздействия	Зазор, соосность валов, уровень вибрации.	Трудоемкость, квалификация ремонтного персонала, удельная стоимость выполнения работы
Управляющая система ремонтной службы	—	Точность прогноза срока отказа элемента оборудования, ремонтные затраты на единицу произведенной продукции

В настоящее время наиболее широко применяются показатели, которые оценивают технологические характеристики объекта. Анализ объектов, с точки зрения использования в технологическом процессе, предполагает учет количества исходного сырья Y_s , необходимого для производства единицы продукции Y_p . Отношением этих величин является показатель P преобразования сырья в конечную продукцию $P=Y_s/Y_p$. Другим показателем можно считать качество K произведенной продукции:

$$K = |X_{\text{норм}} - X_{\text{п}}| / X_{\text{норм}},$$

где $X_{\text{норм}}$ - нормативная характеристика качества производимой продукции;

$X_{\text{п}}$ - характеристика качества произведенной продукции.

Известно, что с ухудшением технического состояния объекта показатели P , K могут изменяться от $P_{\text{н}}$, $K_{\text{н}}$ для нового объекта до $P_{\text{к}}$, $K_{\text{к}}$ для объекта изношенного и к дальнейшей эксплуатации не пригодного.

В зависимости от характера изменения K и P в процессе эксплуатации оборудования, его можно отнести к одному из следующих видов: оборудование со сменным рабочим органом - $K \neq \text{const}$ и $P = \text{const}$; тепловые агрегаты - $K = \text{const}$ и $P \neq \text{const}$; механическая система с большим ресурсом - $K = \text{const}$ и $P = \text{const}$; гидрооборудование - $K \neq \text{const}$ и $P \neq \text{const}$.

Одним из существенных компонентов РС является технология ремонтного воздействия. При ее реализации используются услуги технологического или ремонтного персонала в зависимости от вида восстанавливаемого объекта. Технологический персонал занимается восстановлением рабочих органов с низким ресурсом (резцы, пресс-формы, ножи), которые относятся к сменному оборудованию. Все прочее оборудование, включающее рабочие органы со значительным ресурсом и механические системы, обслуживается ремонтным персоналом. Как правило, срок службы такого оборудования более 1 года.

Для оценки результата проведенных ремонтных воздействий широко используются технические показатели (соосность валов, усилие предварительной затяжки резьбовых соединений и т.д.), характеризующие качество восстановления объекта. При этом для аналогичных машин может быть сформирован типовой перечень показателей. В связи с большим разнообразием машин и оборудования централизованная разработка типового перечня не представляется возможным. При определении типового перечня используется опыт и квалификация механиков, которые являются экспертами по технологии ремонтного воздействия. Рассмотренные технические показатели могут также содержать значения характеризующие собственно ремонтные воздействия. Перечень этих показателей включает трудоемкость, количество и квалификацию ремонтного персонала.

Наиболее сложным компонентом предметной области РС является УС ремонтной службы, обеспечивающая планирование, организацию и анализ проведенных ремонтных воздействий. Минимальными элементами этой системы, не подлежащими дальнейшей декомпозиции, являются задачи. Например, задачи: прогнозирования срока отказа элемента оборудования; определения неснижаемого объема запасных частей. Группа таких задач, объединенных по какому либо признаку, составляет подсистему. Например, подсистема планирования и поставки запасных частей.

Предприятие со значительным количеством сложного оборудования предполагает использование совершенной структуры РС, которая в силу своей полноты дальнейшему расширению не подлежит. Такую структуру

ремонтной службы можно считать типовой, включающей полный (типовой) перечень задач, решаемых наиболее совершенными методами. Адаптация типовой структуры к условиям конкретного предприятия выполняется с учетом принятой стратегии ремонтов, масштабов предприятия и т.д. Как правило, это требует упрощения или удаления части решаемых задач из некоторых подсистем.

По каждой задаче можно привести типовой перечень элементарных показателей качества, не подлежащих дальнейшей декомпозиции. Например, для задачи прогнозирования на базе диагностической модели [3] элементарными показателями можно считать: точность прогноза, продолжительность диагностики, стоимость одного часа диагностики и т.д. Значение интегрального показателя по конкретной задаче формируется на базе ее частных показателей. Например, определение трудоемкости диагностики (интегральный показатель) предполагает использовать данные о продолжительности диагностики и стоимости одного часа диагностики. Аналогичным путем можно получить интегральный показатель по подсистемам, а так же для всей УС.

Частные показатели, характеризующие качество оборудования и используемые в компонентах предметной области РС, могут быть только техническими (таблица 1), а показатели качества, характеризующие решение задач, как техническими так и экономическими. При этом экономическими показателями могут считаться те, у которых в единицах измерения присутствует деньги.

Анализ развития компонентов РС и ее объекта, позволит выделить следующие уровни их совершенства:

- наиболее совершенный в настоящее время;
- заложенный в проекте;
- максимально возможный, который можно получить в настоящее время на конкретном предприятии;
- текущий, соответствующий состоянию в рассматриваемый момент времени на конкретном предприятии.

По каждому уровню можно получить критерий качества. Сравнение значений критериев, по разным уровням совершенствования, позволит принять обоснованное решение по совершенствованию РС.

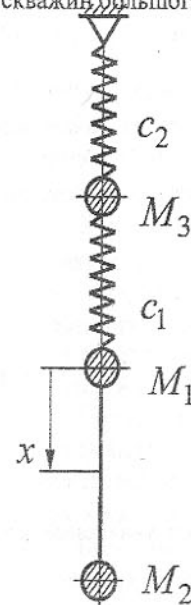
Выводы. Предложен системный подход к представлению показателей качества, используемых в РС. Он обеспечивает взаимосвязку частных показателей и формализацию получения интегрального показателя по РС. Результат сравнения значений критериев качества по уровням совершенствования может служить основанием в принятии решений по развитию РС и ее компонентов.

Список литературы: 1. Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин: Підручник. - 3-є вид., перероб. і доп. - К.: НМК ВО, 1992. - 368 с. - Рос. мовою. 2. Жиркин Ю.В. Надежность и ремонт металлургических машин. Учебное пособие. - Свердловск: Изд. УПИ им. С.М. Кирова - 1979. - 90с. 3. Прогнозирование сроков отказа металлургического оборудования /Седуш В.Я., Ченцов Н.А., Ченцова Н.С./Металлургическая и горная промышленность. - 1994. №3. - с. 75-77.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ БУРОВЫХ УСТАНОВОК РОТОРНОГО ТИПА

Шевченко Ф. Л., Улитин Г. М. (ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

Роторное бурение используется при проходке шахтных стволов и скважин большого диаметра на глубину до 700 метров.



Для выбора технологических частот рабочих нагрузок и для вычисления динамического коэффициента прочностного расчета требуется знать спектр частот собственных колебаний буровой установки. Буровая установка состоит из комплекса наземного оборудования, вышки, буровой колонны с талевой системой, соединенной с вышкой, а в нижней части с бурильным инструментом.

В качестве математической модели динамических процессов буровой колонны роторного бурения примем упругий стержень длиной l (буровая колонна) с двумя сосредоточенными на концах массами M_1 (талева система) и M_2 (бурильный инструмент). Талевая система с жесткостью c_1 закреплена на вышке с присоединенной массой M_3 и жесткостью c_2 , рис.1.

Для изучения колебаний такой системы необходимо решить граничную задачу для продольных перемещений $u(x,t)$ буровой колонны.

Рис. 1. Схема установки

$$\ddot{u} - a^2 u''_{xx} = 0; \quad (1)$$

$$M_2 \ddot{u}(l, t) + EF u'_x(l, t) = 0; \quad (2)$$

$$M_1 \ddot{u}(0, t) + c_1(u(0, t) - y(t)) - EF u'_x(0, t) = 0; \quad (3)$$

$$M_3 \ddot{y} + (c_1 + c_2)y - c_1 u(0, t) = 0, \quad (4)$$

где $y(t)$ - продольное перемещение груза M_3 , EF - жесткость буровой колонны при растяжении, $a = \sqrt{EF/m}$ - скорость волн деформаций, m - погонная масса колонны.

Исключая из двух последних граничных условий (3), (4) функцию $y(t)$, приходим к второму граничному условию вида

$$\frac{M_1 M_3}{c_1} \ddot{u}(0, t) - \frac{M_3 EF}{c_1} \ddot{u}'_x(0, t) + \left(M_3 + M_1 + M_1 \frac{c_2}{c_1} \right) \ddot{u}(0, t) - EF \left(1 + \frac{c_2}{c_1} \right) u'_x(0, t) + c_2 u(0, t) = 0. \quad (5)$$

Решение волнового уравнения (1) методом Фурье приводит к выражению для продольных перемещений

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos k_n x + B_n \sin k_n x) \sin \omega_n t, \quad (6)$$

где $\omega_n = k_n a$ - частота собственных колебаний рассматриваемой системы, A_n, B_n - произвольные постоянные, которые определяются из начальных условий.

Если подставить выражение (6) в граничные условия (2) и (5), то получим систему однородных линейных уравнений

$$\begin{cases} A_n (-M_2 k_n^2 a^2 \cos \lambda_n - EF k_n \sin \lambda_n) + \\ + B_n (EF k_n \cos \lambda_n - M_2 k_n^2 a^2 \sin \lambda_n) = 0; \\ A_n \left(\frac{M_1 M_3 k_n^4 a^4}{c_1} - \left(M_1 + M_3 + M_1 \frac{c_2}{c_1} \right) k_n^2 a^2 + c_2 \right) + \\ + B_n \left(\frac{EF M_3 k_n^3 a^2}{c_1} - EF k_n \left(1 + \frac{c_2}{c_1} \right) \right) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Приравняв определитель системы (7) к нулю, получаем уравнение для вычисления собственных значений $\lambda_n = k_n l$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \lambda_n = & ((\xi_1 + \xi_2) \xi_3 \lambda_n^4 - ((\xi_1 + \xi_2)(\zeta_1 + \zeta_2) + \xi_3 \zeta_1) \lambda_n^2 + \zeta_1 \zeta_2) / \\ & (\xi_1 \xi_2 \xi_3 \lambda_n^5 - (\xi_3(1 + \xi_2 \zeta_1) + \xi_1 \xi_2 (\zeta_1 + \zeta_2)) \lambda_n^3 + (\zeta_1 + \zeta_2 + \xi_2 \zeta_1 \zeta_2) \lambda_n), \end{aligned} \quad (8)$$

где $\xi_i = \frac{M}{ml}$, $\zeta_i = \frac{c_i l}{EF}$ - безразмерные величины, характеризующие относительные массы и жесткости системы.

Если в формуле (8) пренебречь влиянием вышки, то есть положить $\xi_3 = 0$ и $\zeta_2 = \infty$, то получим известное частотное уравнение [1], позволяющее оценить это влияние на собственные частоты буровой установки.

По формуле (8) можно проводить вычисления собственных частот $\omega_n = \frac{\lambda_n}{l} \sqrt{\frac{EF}{m}}$ в зависимости от глубины бурения l при изменении параметра $\zeta_i = \frac{c_i l}{EF}$ рав ξ_i и ζ_i .

Из формулы (8) следует структура собственных значений граничной задачи (1) при больших n

$$\lambda_n = \alpha_n + \pi(n-2), \quad (9)$$

где $\alpha_n \rightarrow \infty$.

Если подставить (9) в (8) и пренебречь бесконечно малыми величинами более высокого порядка чем α_n , то получим асимптотическую формулу для вычисления собственных значений которая, как показали вычисления, дает хорошую точность для $n \geq 3$ при глубинах $l \leq 250$ м и для $n \geq 4$ при глубинах $l \geq 250$ м

$$\lambda_n = \frac{(\xi_1 + \xi_2) \pi^2 (n-2)^2 - \zeta_1}{\pi(n-2)(\xi_1 \xi_2 \pi^2 (n-2)^2 - \xi_2 \zeta_1 - 2(\xi_1 + \xi_2) - 1)} + \pi(n-2). \quad (10)$$

Формула (10) получена без учета упругой связи c_2 , что возможно для высоких частот [2].

Жесткость вышки c_2 определялась как величина обратная перемещению от единичной силы, приложенной в месте подвески талевой установки по формуле Верещагина. Для этого раскрывается статическая неопределимость рамы методом перемещений. С учетом изгиба элементов рамы и сжатия стоек был получен коэффициент жесткости буровой вышки системы WIRTH.

Приведенная масса буровой вышки получена из условия равенства частоты первого тона колебаний вышки как системы с распределенными параметрами и одномассовой рамы с условной массой M_3 , которая приводится к точке подвески талевой системы.

Были проведены вычисления первых восьми частот собственных колебаний по формуле (8) в зависимости от глубины бурения для технических параметров буровой установки WIRTH: $EF = 3,05 \cdot 10^9$ Н, $m = 158$ кг/м, $M_1 = 24,76$ т, $M_2 = 180$ т, $c_1 = 5,58 \cdot 10^7$ Н/м. На рис.2 показано поведение трех первых частот колебаний. Вычисления собственных частот колебаний при изменении параметров c_2 и M_3 определили, что масса и жесткость вышки практически не влияет на колебания системы.

Влияние жесткости вышки ($0,403 \cdot 10^9 \leq c_2 \leq 10^9$ (Н/м)) показано для первых трех частот на рис. 3. Для высоких частот это различие еще меньше [3].

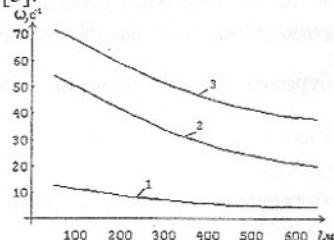


Рис. 2 Графики собственных частот.

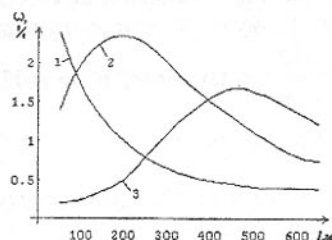


Рис. 3 Погрешности собственных частот.

Список литературы: 1. Улитин Г.М. Математическая модель продольных колебаний буровой колонны установок роторного типа // Прогрессивные технологии машиностроения и современность. Сб. тр. междунар. науч.-техн. конф.-Донецк: ДонГТУ, 1997.- С.247-248. 2. Шевченко Ф.Л., Улитин Г.М., Петтик Ю.В. Моделирование свободных и вынужденных колебаний установок реактивно-турбинного бурения // Прогрессивные технологии машиностроения и современность. Сб. тр. междунар. науч.-техн. конф.-Донецк: ДонГТУ, 1997.-С.263-264. 3. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. -М.: Недра, 1987.- 160 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ КРУГОВЫХ ФЛАНЦЕВ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Шевченко Ф.Л., Щербина С.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Безотказность промышленного оборудования в значительной степени зависит от создания в резьбовых деталях фланцевых соединений требуемого усилия предварительной затяжки Q .

Условиями, обеспечивающими надежную работу резьбовых соединений, являются значение усилия предварительной затяжки, исключающее раскрытие стыка, его контроль при монтаже и стабильность при эксплуатации [1].

Контроль за усилием предварительной затяжки при сборке резьбовых соединений и стабильность Q при эксплуатации можно обеспечить путем использования гидравлического устройства [2].

Для создания в резьбовых соединениях требуемого усилия предварительной затяжки необходимо знать значение:

- а) технологической нагрузки P на болт;
- б) коэффициента основной нагрузки χ , который зависит от податливости болта (шпильки) λ_0 и податливости промежуточных деталей λ .

Трудности при расчете усилия предварительной затяжки возникают в большинстве случаев из-за погрешности в расчете податливости промежуточных деталей λ . Существующие методики расчета λ являются приближенными или эмпирическими и дают значительные расхождения результатов расчета [3].

В настоящее время для расчета фланцевых соединений обычно пользуются гипотезой, предложенной проф. И.И.Бобарыковым. Податливость фланцев λ по этому методу определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{h}{E \cdot F},$$

где h - толщина соединяемых фланцев;

E - модуль упругости материала соединяемой детали;

F - площадь поперечного сечения эквивалентного цилиндра (конуса давления).

Понятие конуса давления ввел проф. И.И.Бобарыков, который первым разработал расчетную модель болтового соединения. В основе этой модели лежит тот факт, что при затяжке болта существенные нормальные напряжения действуют в сечениях соединяемых деталей, расположенных вблизи отверстия под болт, образуя условный конус давления. Соединяемые детали или их части - фланцы испытывают в основном деформации сжатия, работая подобно стержням переменного сечения при осевом нагружении [3]. Контакт деталей происходит по кольцевой площадке - основанию конуса давления.

Считается, что основные деформации деталей также происходят в пределах конуса давления, и стягиваемые детали заменяются коническими втулками переменного сечения, жесткость которых эквивалентна жесткости стягиваемых деталей. С физической точки зрения введение конуса давления означает, что действительные напряжения заменяются равномерно распределенными в пределах конуса [3]. Указывается, что образующая конуса давления наклонена к вертикальной оси ординат под углом $22-27^\circ$ [4] (рис.). После этого для облегчения расчета площади конической втулки вводится допущение о замене конических втулок эквивалентными по объему цилиндрическими втулками.

В результате таких упрощений происходит переход от реального фланцевого соединения, нагруженного силой Q , к цилиндрической втулке. При этом напряженно-деформированное состояние реального фланцевого

соединения, конуса давления и цилиндрической втулки считается равнозначным.

Достоинством метода расчета λ с использованием конуса давления является его простота. Однако, авторы [3] считают, что описанная выше расчетная модель является упрощенной, а значит метод расчета λ - приближенный. Поэтому говорить о точности, приемлемости, достоверности полученных значений по различным формулам, основанным на понятии конус давления, нельзя.

На основании современных методов теории упругости необходимо разработать теорию расчета податливости фланцев, которая учитывала бы особенности конструкций резьбовых соединений и отражала реальное состояние соединения. При сборке резьбовых соединений усилия на фланцы будут передаваться по кольцевым поверхностям (см. рис.). Поэтому элемент фланца, вырезанный двумя радиальными и двумя кольцевыми сечениями, испытывает плоскую деформацию, и его расчет сводится к решению бигармонического уравнения Софи Жермен [5]:

$$\nabla^2(\nabla^2\varphi) = 0,$$

где ∇^2 - оператор Лапласа второго порядка;

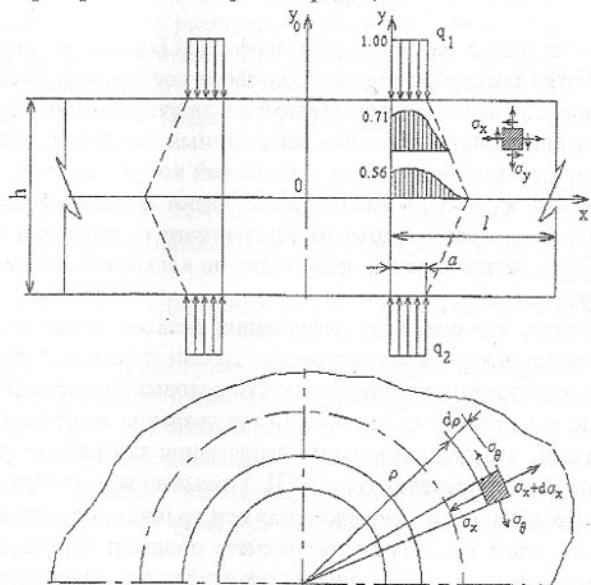


Рис. Расчетная схема фланцевого соединения.

φ - функция Эри (напряжений), через которую напряжения вычисляются из дифференциальных зависимостей [5]:

$$\sigma_y = \partial^2\varphi / \partial x^2, \quad \sigma_x = \partial^2\varphi / \partial y^2, \quad \tau_{xy} = -\partial^2\varphi / (\partial x \cdot \partial y).$$

Для решения плоской задачи через функцию напряжений необходимо заданную нагрузку q представить в рядах Фурье. Тогда функция напряжений будет определяться соответствующим рядом.

Приняв функцию Эри в виде

$$\varphi = [C_1 \text{sh}(\alpha y) + C_2 \text{ch}(\alpha y) + C_3 y \cdot \text{sh}(\alpha y) + C_4 y \cdot \text{ch}(\alpha y)] \cos(\alpha x),$$

где $\alpha = \pi n / l$ (n - число членов ряда Фурье),

получим расчетные формулы напряжений [6]:

$$\sigma_x = \sum_{n=1}^{\infty} [\alpha (C_1 \text{sh}(\alpha y) + C_2 \text{ch}(\alpha y) + C_3 y \cdot \text{sh}(\alpha y) + C_4 y \cdot \text{ch}(\alpha y)) + 2(C_3 \text{ch}(\alpha y) + C_4 \text{sh}(\alpha y))] \alpha \cos(\alpha x),$$

$$\sigma_y = -\frac{q \cdot a}{l} - \sum_{n=1}^{\infty} [C_1 \text{sh}(\alpha y) + C_2 \text{ch}(\alpha y) + C_3 y \cdot \text{sh}(\alpha y) + C_4 y \cdot \text{ch}(\alpha y)] \alpha^2 \cos(\alpha x),$$

$$\tau_{xy} = \sum_{n=1}^{\infty} [\alpha (C_1 \text{ch}(\alpha y) + C_2 \text{sh}(\alpha y) + C_3 y \cdot \text{ch}(\alpha y) + C_4 y \cdot \text{sh}(\alpha y)) + C_3 \text{sh}(\alpha y) + C_4 \text{ch}(\alpha y)] \alpha \sin(\alpha x).$$

Из граничных условий $\sigma_y(h/2) = \sigma_y(-h/2) = -q(x)$ и $\tau_{xy}(h/2) = \tau_{xy}(-h/2) = 0$ находим $C_1 = C_4 = 0$,

$$C_2 = \frac{q}{\alpha^2 \cos(\alpha x)} \cdot \frac{\text{sh}(\xi) + \xi \text{ch}(\xi)}{\text{sh}(\xi) \text{ch}(\xi) + \xi}, \quad C_3 = -\frac{q}{\alpha \cos(\alpha x)} \cdot \frac{\text{sh}(\xi)}{\text{sh}(\xi) \text{ch}(\xi) + \xi},$$

где $\xi = \alpha h / 2$.

Этим методом с помощью ПЭВМ можно определить напряженно-деформированное состояние фланцевых соединений с использованием разработанных программ.

Для инженерной практики условную податливость фланцевых соединений от действия кольцевой нагрузки q на площадь F , через которую передается нагрузка, можно вычислять по формуле:

$$\lambda = \delta_y / (q \cdot F),$$

где δ_y - абсолютная линейная деформация фланца в вертикальном сечении по центру приложения нагрузки q :

$$\delta_y = \int_{-h/2}^{h/2} \varepsilon_y dy,$$

где ε_y - относительная линейная деформация вдоль оси ординат [5]:

$$\varepsilon_y = \left[(1 - \mu^2) \sigma_y - \mu(1 + \mu) \sigma_x \right] / E.$$

Таким образом, предложенный метод расчета от заданных нагрузок $q_1(x)$ и $q_2(x)$ дает возможность по линейным деформациям проводить исследования податливости фланцев при их сжатии кольцевой нагрузкой с учетом возможного случая несимметричного действия нагрузок $q_1(x)$ и $q_2(x)$ относительно плоскости разреза фланцев [2], который проявляется при сборке резьбовых соединений с помощью гидравлического устройства, реализующего метод сборки болтов (шпилек) приложением осевых усилий.

Для проверки правильности положений о концентрации напряжений в пределах условного конуса давления проведено исследование по распределению напряжений сжатия σ_y и эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ рассчитанных по четвертой теории прочности [5], для условия симметричного действия нагрузки, когда $q_1(x) = q_2(x)$. Исследование напряженного состояния проводилось для следующих значений размеров фланцев, соединяемых шпилькой М 36: $a = 6$ мм, $l = 6-60$ мм, $h = 18-500$ мм.

Установлено, что размеры l и h существенно влияют на характер и интенсивность распределения напряжений σ_y и $\sigma_{\text{экв}}$ во фланце, а также на деформацию фланца δ_y от действия кольцевой нагрузки q . При этом о равномерном распределении напряжений сжатия σ_y в пределах конуса давления говорить нельзя. Например, для случая, когда стягиваемые фланцы имеют небольшую толщину ($h = 18$ мм), распределение напряжений σ_y в горизонтальных сечениях имеет вид, показанный на рис.

В результате исследований также установлены зависимости податливости фланцев λ и коэффициента основной нагрузки χ от размеров фланцев, соединяемых шпилькой М 36: $\lambda = f_1(h, a, l)$, $\chi = f_2(h, a, l)$. Результаты расчетов приведены в таблице.

Таблица. Значения податливости фланцев λ и коэффициента основной нагрузки χ для различных размеров фланцев

Высота фланцев h , мм	Податливость фланцев $\lambda \cdot 10^{-8}$, мм/Н					
	коэффициент основной нагрузки χ					
	Отношение l/a					
	1	2	4	6	8	10
18	10.61	9.597	9.489	9.408	9.345	9.316
	0,508	0,483	0,480	0,478	0,476	0,476
36	21.22	15.39	14.87	14.80	14.71	14.72
	0,508	0,428	0,420	0,419	0,417	0,417

75	44.21 0,508	26.91 0,386	21.31 0,332	20.75 0,327	20.79 0,327	20.80 0,327
150	88.42 0,508	48.85 0,363	32.33 0,274	28.29 0,248	26.96 0,240	26.54 0,237
300	176.8 0,508	93.64 0,354	54.20 0,240	42.43 0,199	38.00 0,182	35.21 0,171
500	294.7 0,508	152.6 0,348	83.67 0,227	62.08 0,179	52.74 0,156	47.00 0,141

Выводы

1. Установлено, что при сжатии фланцев кольцевой нагрузкой q в пределах конуса давления напряжения сжатия σ_y распределяются не равномерно, причем с увеличением размеров h и l неравномерность напряжений сжатия σ_y при удалении от места приложения нагрузки значительно увеличивается.

2. Податливость фланцев λ при их сжатии кольцевой нагрузкой зависит от размеров фланцев h и l . Податливость λ фланцев небольшой толщины ($h = 18$ мм) - практически не зависит от размера l , что согласуется с теорией проф. И.И.Бобарыкова. Для фланцев постоянной толщины (при $h > 18$ мм) податливость фланцев λ - величина переменная, зависящая от размера l .

3. Чем больше отношение l/a и чем больше толщина фланцев h , тем меньше значение коэффициента основной нагрузки χ , что способствует повышению безотказности резьбовых соединений.

Список литературы: 1. Руденко В.И., Щербина С.В. Исследование безотказности резьбовых соединений базовых деталей машин / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. статей.-Донецк: ДонГТУ. Вып.4. С.136-142. 2. Щербина С.В. Вопросы сборки крупногабаритных резьбовых соединений / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. статей.- Донецк: ДонГТУ. Вып.3. С.141-149. 3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения.- М.: Машиностроение, 1990.- 368с. 4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения.- В кн.: Детали машин / Под ред. Н.С.Ачеркана.- 3-е изд., перераб.- М.: Машиностроение, 1968.- 440с.- т.1. 5. Жемочкин Б.Н. Теория упругости.- М.: Госстройиздат, 1957.- 256с. 6. Шевченко Ф.Л. Механика упругих деформируемых систем. Ч.2.- К.: ИСИО, 1993.- 240с.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Богуславский В.А., Петрушинина Н.Н. Физико-химические основы выбора смазочно-охлаждающих технологических сред при обработке металлов резанием	3
Бойко Н.Г., Бойко Е. Н. Определение угла установки твердой пластинки режущего инструмента	7
Бутенко В.И., Пушкарный А.В. Роль диспергирования металла в процессе формирования поверхностного слоя обрабатываемых деталей	11
Войнаровский Юзеф, Герлотка Казимеж. Современные тенденции развития систем управления рабочими машинами	20
Горкуша А.Е. Совершенствование конструкций подшипников скольжения гидродинамического трения	30
Горкуша А.Е., Стеблянюк В.Г. Рабочие параметры подшипников скольжения с тонкостенными вкладышами	36
Горобец И.А., Новикова О.Н., Тихонович В.Ю. Оптимизация линии зацепления колесно-реечной передачи	40
Гусев В.В. Технологическое обеспечение качества узлов трения с использованием конструкционной керамики	44
Деркач А.В. Идентификация эксплуатационных режимов нагружения оборудования с использованием бета-распределения	48
Ивченко Т.Г. Оптимизация показателей безотказности инструмента с учетом закона распределения его стойкости	51
Ивченко Т.Г., Сагуленко Н.Г., Саенко В.В. Определение температурного поля резца с использованием метода конечных разностей	58
Игнатов В.И., Витковский В.Л. Влияние структуры рабочего цикла на накапливаемость повреждений металлоконструкций погрузочно-транспортных машин	63
Ищенко А.Л., Михайлов А.Н., Кречин Д.Н. Проблемы маршрутизации изделий в роторных системах сборки с разветвляющимися потоками	72
Калафатова Л.П. Влияние степени износа алмазного инструмента на дефектность поверхности изделий из ситаллов	77
Куница А.В. Анализ кинематических и силовых свойств инерционного трансформатора вращающего момента	82
Малышко И.А. Влияние радиальных сил на демпфирующую способность процесса развертывания	91
Малышко И.И. Влияние параметров технологической системы на ее производительность	98

Малышко И. И. Математическая модель упругих перемещений ступенчатого сверла	102
Матвиенко А.В., Михайлов А.Н., Доронин Д.И. Структурирование модульных технологических процессов	106
Матюха П.Г. Способы управляющих воздействий на рабочую поверхность круга при шлифовании	112
Матюха П.Г., Полтавец В.В. Влияние времени обработки на глубину алмазного шлифования по упругой схеме	117
Михайлов А.Н., Ищенко А.Л., Седиков Р.С. Производительность и методы повышения надежности поточно-пространственных технологических систем	121
Михно М.В. К вопросу снижения вредного воздействия автомобильного транспорта г. Горловки донецкой области на окружающую среду	131
Молчанов А.Д. Модель ускоренных триботехнических испытаний	133
Нечепаяев В.Г. Обобщенная модель транспортирования сыпучих материалов устройствами с распределенным механо-гидродинамическим воздействием	137
Нечепаяев В.Г. Производительность пневматических транспортирующих устройств с механо-гидродинамическим воздействием на сыпучие материалы	142
Нижник А.В. К оптимизации параметров гидроцилиндров	147
Онищенко В.П. Прогнозирование формы профилей зубьев зубчатых передач в результате их износа	155
Онищенко В.П., Галкин А.С., Галкина А.С. Синтез эвольвентного профиля зубьев крупногабаритных колес на базе кулисного механизма	163
Петтик Ю.В. Моделирование и расчет продольных колебаний высокосложного технологического оборудования	170
Польченко В.В., Соловей А.В. Распределение нагрузки между зубьями зубчатой муфты	177
Семко А.Н. Пороховая гидропресс-пушка с поршнем	181
Семко А. Н. Расчет параметров гидропушки с амортизатором ...	186
Сивер Л.Н., Полтавец В.В., Гончар И.А. САПР-ТП и качество продукции	191
Сопилкин Г.В., Ошовская Е.В. Решение проблемных ситуаций в ремонтном производстве	196
Сопилкин Г.В., Руденко Р.В., Нижник А.В. Автоматизированная обработка сигналов измерения в реальном масштабе времени ...	206
Сурженко А.Н. Аналитическая модель закрепления сменной	

режущей пластины зенкера	209
Сухарев С.О. Принципиальная схема и возможности установки для импульсной микро-электромеханической обработки поверхностей	215
Ченцов Н.А. моделирование изменения технического состояния деталей механического оборудования	218
Ченцов М.О., Ручко В.М. Загальний вид моделі прогнозування терміну відмови деталей машин на стадії експлуатації	221
Ченцов Н.А., Сидоров В.А., Дорофейская Н.В. Оценка состояния механической системы по току двигателя	224
Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л. Критерии качества в ремонтной службе	227
Шевченко Ф.Л., Улитин Г.М. Исследование частот собственных колебаний буровых установок роторного типа	231
Шевченко Ф.Л., Щербина С.В. Определение податливости круговых фланцев промышленного оборудования	234

ПРАВИЛА

представления рукописей в сборник научных трудов
Донецкого государственного технического университета
«Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать тематической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В рукописи должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Языки представления рукописей - украинский, русский и английский.

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА:

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий.
2. Механизация и автоматизация производственных процессов.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов, прогрессивные инструментальные материалы и их обработка.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Метрология, сертификация, управление качеством, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Специальные и нетрадиционные технологии, экономические проблемы машиностроения.
7. Вопросы моделирования и расчетов сложных технических систем.
8. Эргономические и экологические проблемы машиностроения.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении Вашей рукописи статьи в сборник необходимо выслать в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку и сведения об авторах статьи;
- рукопись статьи в двух экземплярах (второй экземпляр статьи должен быть подписан всеми авторами);
- акт экспертизы (один экземпляр);
- дискету 3,5 дюйма с записью текста статьи.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи до 10 страниц разместить на белой бумаге формата А4 (210×297 мм) с полями: верхнее и нижнее 30 мм, левое и правое 25 мм. Страницы не нумеровать (нумерацию выполнить карандашом в нижнем правом углу). Рукопись статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6.0), шрифтом Times New Roman размером 14, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.
2. Порядок оформления: название печатать прописными (жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через 1,5 интервала, строчными буквами - фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом - сокращенное название организаций, название городов, стран (через запятую, центрировать). Через 1,5 интервала - материалы статьи (язык изложения - по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образцы оформления рукописей и формул.
3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять размерами не менее 60×60 мм в формате *.bmp, *.gif, *.psx (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства.
4. Формулы и математические знаки должны быть понятны, показатели степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с образом оформления формул. Формулы нумеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля) только в том случае, если на них в тексте имеются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.
5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт.
6. Список литературы должен быть приведен в конце статьи в соответствии с образцом. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.
7. Текст рукописи статьи требуется записать на дискету 3,5 дюйма, которую нужно подписать следующим образом: фамилии и инициалы авторов, название статьи.
8. Материалы рукописи представляются без изгибов.

9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегию с опозданием опубликованы не будут.

Размер формул для Microsoft Equation

Full.....	14 pt
Subscript / Superscript.....	10 pt
Sub- Subscript / Superscript.....	8 pt
Symbol.....	16pt
Sub- Symbol.....	12pt

Подп. к печати 27.03.98 г.
Ризографическая печать.
Уч.-из. л. 15,27.

Формат 60x84 $\frac{1}{16}$.
Усл.-печ. л. 14,0.
Тираж 120 экз.

Бумага Mestro.
Усл. кр.-отг. 14,37.
Заказ № 30.

Донецкий государственный технический университет

Горный институт

340000, г. Донецк, Артема, 58