



**ДОНЕЦКИЙ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 28



ДОНЕЦК - 2004

**ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Международный
сборник научных трудов

Выпуск 28

ДОНЕЦК - 2004

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 28. – 290с.

ISBN 966-7907-16-3

В международном 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. Освещены современные проблемы материаловедения в машиностроении.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из Украины, стран ближнего и дальнего зарубежья. Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

Издается при содействии Международного союза машиностроителей.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Ищенко А.Л. (секретарь, Украина), Бутенко В.И. (Россия), Бухач А. (Польша), Горобец И.А. (Украина), Калафатова Л.П. (Украина), Керекеш Т. (Румыния), Лукичев А.В. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Навка И.П. (Украина), Нечепай В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Параскив Д. (Румыния), Прутяну О. (Румыния), Седуш В.Я. (Украина), Семенченко А.К. (Украина), Скидан И.А. (Украина), Суслов А.Г. (Россия), Тока А. (Молдова), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого национального технического университета (протокол № 5 от 25 июня 2004 г.).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ, кафедра ТМ.
Тел.: (062) 305-01-04, факс: (062) 305-01-04
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://donntu.edu.ua

ISBN 966-7907-16-3

© Донецкий национальный
технический университет, 2004 г.

РЕСУРСОПОТРЕБЛЕНИЕ КАК КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИННОВАЦИОННОЙ ПРОДУКЦИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Авдейчик О.В., Кравченко В.И., Костюкович Г.А., Бабук И.М., Струк В.А.
(Лаборатория «Уникард» УО «Гродненский государственный университет имени
Янки Купалы» и ОАО «Белкард», г. Гродно, Беларусь)

Consider methodological approaches to provision criterion quality machine-building product by means of modern material and technology.

Describe possibility of the provision to efficient usage of the product by variation of the value expenses on stage construct and fabrications depending on functionality.

For examples of the practical application different economic approach under serial issue car unit on JSC "Belkard" and JSC "Mechanical plant of Grodno".

Введение. Современное машиностроение интенсивно развивает инновационную деятельность с целью повышения качества и надежности продукции при оптимальном потреблении различного рода ресурсов. Согласно стандарту ISO 8402-86 «качество – совокупность свойств и характеристик продукции или услуги, которые придают им способность удовлетворять обусловленные или предполагаемые потребности» [1]. Такое определение критерия качества, с одной стороны, содержит показатели, характеризующие потребительские свойства продукции, которые оговариваются нормативной документацией, с другой стороны – предполагает некоторые скрытые показатели, которые могут проявиться в ходе эксплуатации изделия конкретного функционального назначения и обеспечить дополнительные потребительские преимущества. Такими преимуществами являются увеличение срока сохранения изделием гарантированных технической документацией характеристик, повышение эргономичности, способность к утилизации после использования и т.п.. Любые изделия используются по назначению в течение некоторого периода времени, в котором под действием различных факторов наблюдается изменение их характеристик, удовлетворяющих определенным критериям качества. Сохранение заданных показателей качества в течение оговоренного периода использования изделия определяет понятие «надежность» [2].

Различным изделиям, выполняющим заданные функции, предъявляют различные требования по надежности. Например, основными требованиями к транспортным и сельскохозяйственным машинам являются безопасность движения в сочетании с грузоподъемностью, скоростью передвижения, эргономичностью при определенном удельном расходе горюче-смазочных материалов и производительности [3, 4]. Любое изделие, выполняя определенные функции в течение некоторого периода, теряет свои потребительские характеристики, вследствие абсолютного и относительного изменения показателей качества, обусловленного процессами старения и появлением более совершенных по конструкторско-технологическим решениям и применяемым материалам изделий. В связи с этим вводят понятие «работоспособность» – состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией [2]. Одной из важнейших характеристик работоспособности изделия является установленный ресурс (срок службы) σ_r , который определяет период работы всего изделия до предельного состояния с учетом требований безопасности и экономической эффективности. Этот показатель определяется, прежде всего, конструкторско-технологическими и материаловедческими аспектами. Однако выбор

конкретных материалов и технологий при изготовлении изделия должен базироваться не только на технических параметрах, но и на его экономической целесообразности его применения и оценке установленного ресурса. Поэтому необходимы критерии оценки экономической целесообразности применяемых решений при создании изделий конкретного функционального назначения.

Объектами исследований являются автомобильные агрегаты, применяемые для комплектования автомобилей, железнодорожных вагонов, сельскохозяйственной техники – карданные передачи [6], амортизаторы и тормозные камеры [7]. Выбор объектов обусловлен существенным различием критериев качества, обуславливающих их надежность в конструкциях различных транспортных средств и сельскохозяйственных агрегатов и требований к эксплуатационному ресурсу. Подобными изделиями оснащено большинство современных конструкций грузовых и легковых автомобилей, тракторов, трамваев, троллейбусов и сельскохозяйственной техники. Годовое производство карданных передач различных конструкций на ОАО «Белкард» составляет свыше 1 млн. шт., а амортизаторов и тормозных камер на ОАО «Гродненский завод автомобильных агрегатов» – и свыше 2,5 млн. шт. Цель работы состояла в оценке экономических подходов к созданию агрегатов различного функционального назначения.

Результаты исследований. Выбор конструкторско-технологических решений и материалов для изготовления изделий машиностроения осуществляется на основе системного анализа всех аспектов его изготовления и эксплуатации. Рассмотрим принципиальные направления разработки изделий оптимального качества и надежности в машиностроении. Сохранение показателей качества и надежности машиностроительного изделия в течение неопределенного времени эксплуатации принципиально невозможно, т.к. даже при использовании уникальных материалов и технологий, обеспечивающих его практически неограниченный установленный ресурс, происходит относительное изменение качества вследствие появления более совершенных моделей и повышающихся требований к эргономичности, безопасности и экологичности эксплуатации.

Техническая надежность изделия тесно связана с затратами на его изготовление, эксплуатацию и рециклинг в соответствии с петлей качества ISO 9004 [1]. Уровень надежности машиностроительного изделия (УН), обеспечивающий его использование в определенных условиях эксплуатации (УЭ), определяет безотказность. С ужесточением условий эксплуатации (повышение нагрузочно-скоростных режимов, температуры и активности окружающей среды, воздействие вибраций и ударных нагрузок и т.п.) уровень надежности изделия (УН) снижается. Коэффициент запаса надежности K_n характеризует возможность эксплуатации изделия при определенном соотношении показателей УН и УЭ. При $K_n=1$ изделие удовлетворяет требованиям эксплуатации, оговоренным техническими условиями (ТУ), при заданном уровне надежности. Функция $УЭ=f(УН)$ определяет зону безотказной эксплуатации и возможных отказов изделия (кривая 2, рис. 1). При разработке любого машиностроительного изделия создается определенный запас его надежности, обусловленный использованными конструкторскими решениями, применяемыми материалами, технологиями изготовления и сборки отдельных комплектующих изделия. Кроме того, при определенном сочетании характеристик отдельных комплектующих возможно проявление синергического эффекта неаддитивного повышения потребительских характеристик изделия в целом. Поэтому фактическое значение коэффициента запаса надежности $K_{нф} > K_n$. Изделие имеет гарантированный запас надежности ГЗН_г и

гарантированный запас эксплуатационных характеристик ГЗЭ_г, которые определяют фактический диапазон его эксплуатации (кривая 3, рис. 1). Повышение технических требований ТУ₂ к изделию при сохранении его характеристик смещает показатель K_n в область более низких значений. При создании изделий с повышенными характеристиками, соответствующими уровню лучших мировых аналогов (инновационных изделий) ТУ_н, существенно изменяется диапазон их надежной эксплуатации ГЗН_н и ГЗЭ_н (кривые 4, 5, рис. 1). Создание инновационных изделий с повышенными по сравнению с базовым запасом надежности и эксплуатационным запасом значениями ГЗН_н и ГЗЭ_н обеспечивает им гарантированный установленный ресурс при жестких условиях эксплуатации с заданным уровнем надежности $K_{нф}$ (кривая 5, рис. 1).

Величина показателя затрат на изготовление изделия Q коррелирует с уровнем надежности (кривая 6, рис. 1). Затраты на изготовление изделия с минимальным уровнем потребительских характеристик (кривая 1, рис. 1) минимальны. Увеличение качественных параметров изделия приводит к росту затрат $Q_n > Q_2 > Q_1 > Q$. При этом, учитывая фактическое превышение технических показателей изделия над значениями, оговоренными ТУ, фактические затраты на изготовление изделия $Q_{1ф}$, $Q_{2ф}$ и $Q_{нф}$ превышают значения расчетных Q_1 , Q_2 , Q_n . Разница между значениями $Q_{1ф}$, $Q_{2ф}$, $Q_{нф}$ и Q_1 , Q_2 , Q_n составляет скрытые затраты, которые обуславливают превышение коэффициентов запаса надежности $K_{н1ф}$, $K_{н2ф}$, $K_{ннф}$ над $K_{н1}$, $K_{н2}$, $K_{нн}$. Величина этих скрытых затрат фактически определяет потенциальные потребительские характеристики изделия. Величина скрытых затрат в оценке эффективности применения машиностроительного изделия не учитывается. Между тем, она может достичь значений, соизмеримых с затратами на разработку и освоение изделия. Целесообразность затрат на изготовление можно характеризовать коэффициентом экономической надежности $K_{эп}$. Повышение затрат увеличивает значения ГЗЭ и ГЗН и повышает коэффициент $K_{эп}$.

Совокупный анализ зависимостей уровня надежности от условий эксплуатации (кривые 1-5 рис. 1) и затрат на изготовление изделия (кривая 6, рис. 1) позволяет наметить принципиальные направления экономических подходов к созданию машиностроительных изделий с заданными характеристиками потребительских свойств при оптимальном расходовании средств на их освоение. Необоснованное завышение гарантированных показателей надежности (ГЗН) и условий эксплуатации (ГЗЭ) приводит к существенному увеличению затрат на изготовление, в том числе скрытых затрат. Вместе с тем, при определении оптимального соотношения между величиной затрат Q и уровнем надежности УН (коэффициенты K_n и $K_{эп}$) необходимо учитывать особенности эксплуатации изделия в заданных условиях в течение установленного ресурса.

В зависимости от функционального назначения изделия возможны различные подходы к финансированию процесса его разработки и изготовления (рис. 2). Первоначально затраченные на изготовление изделия ресурсы Q_n с течением времени эксплуатации увеличиваются в связи с необходимостью текущего его обслуживания, связанного с потреблением различного рода ресурсов (кривая 1, рис. 2). При исходной несовершенной конструкции изделия или неэффективных использованных материалах и технологиях его изготовления затраты на обслуживание изделия увеличиваются в течение всего периода эффективной эксплуатации $\tau_{эф}$. Обоснованное увеличение первичных затрат $Q_{н2}$ на совершенствование конструкции и применение более эффективных материалов несколько увеличивает показатель $\tau_{эф2}$, однако, суммарные

решения машиностроительного изделия с учетом всех аспектов его изготовления, эксплуатации и рециклинга.

В общем виде зависимость экономической эффективности Q изделий различной надежности от времени эксплуатации t можно представить в виде семейства кривых (рис. 3). При оптимальной конструкции изделия и эффективных использованных материалах зависимость экономической эффективности $Q_{э}$ от времени его эксплуатации линейна (кривая 1, рис. 1) в течение длительного периода t , после которого наступает его моральный износ. Зависимость величины прибыли $Q_n(t)$ имеет тенденцию к возрастанию (кривая 2, рис. 1). По мере увеличения времени эксплуатации изделия скорость роста функции $Q_n=f(t)$ замедляется, вследствие увеличения затрат на его эксплуатацию $Q_{из}$. Поэтому зависимость суммарной эффективности $Q(t)=f(t)$ имеет экстремум и две точки пересечения с осью t (кривая 3, рис. 1).

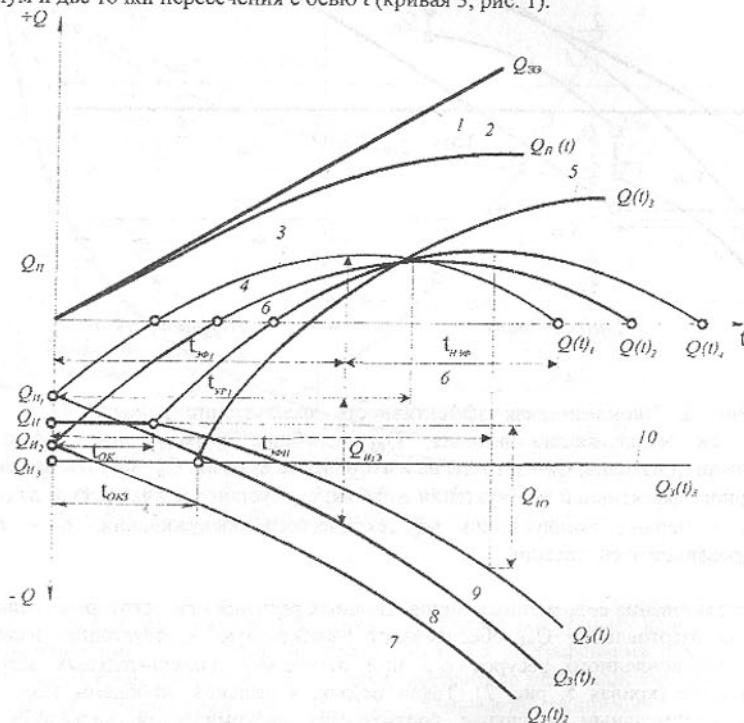


Рис. 3. Зависимость экономической эффективности эксплуатации машиностроительного изделия от времени. Q — затраты; Q_n — затраты на изготовление; $Q_{э}$ — экономическая эффективность; $Q_n(t)$ — положительный экономический эффект (прибыль); $Q(t)$ — суммарная экономическая эффективность; $Q_{из}$ — затраты на эффективную эксплуатацию; $Q_{из}(t)$ — затраты на эксплуатацию во времени; t_p — период эффективной эксплуатации; $t_{нр}$ — период неэффективной эксплуатации; t_p — установленный ресурс; $t_{ок}$ — время окупаемости.

Увеличение первоначальных затрат на создание изделия $Q_{из}$ изменяет положение экстремума, не изменяя вида функции (кривая 4, рис. 1), т.к. затраты на эксплуатацию

изделия значительны (кривая 7, рис. 1). Если оптимальные характеристики изделия при затратах $Q_{из}$ не достигнуты, то максимум зависимости суммарной эффективности смещается в область больших времен эксплуатации. При некоторых затратах $Q_{из}$ обеспечиваются условия, при которых существует некоторый период $t_{ок}$, равный t_p , в течение которого происходит окупаемость изделия. Оптимальным является совпадение периода $t_{ок}$ и t_p , при котором отсутствуют затраты на эксплуатацию изделия. После времени $t_{ок}$ наблюдается рост затрат на эксплуатацию (кривая 9, рис. 1). При величине затрат $Q_{из}$ и оптимальных научно-технических решениях, использованных в изделии, может реализоваться возможность его эксплуатации без дополнительных затрат. В этом случае после окупаемости первичных затрат в течение $t_{ок}$ зависимость $Q(t)$ изменяет свой вид и характеризуется увеличением показателя Q от времени эксплуатации вплоть до морального износа изделия. Изменение величины первоначальных затрат приводит к изменению установленного ресурса изделия t_p . Таким образом, в общем случае:

$$Q(t) = Q_n(t) - [Q_{из} + Q_{из}(t)] \quad (1)$$

а при оптимальном сочетании конструкторских, материаловедческих и технологических аспектов изготовления изделия:

$$Q(t) = Q_n(t) - Q_{из} \quad (2)$$

Общие затраты на изготовление изделия $Q_{из}$ складываются из затрат на конструирование, изготовление оснастки, испытания опытного образца, его доработку по результатам испытаний, мероприятия по серийному его освоению и рециклингу. Учитывая, что при изготовлении изделия используют традиционные материалы и технологии и инновационные, суммарные затраты $Q_{из}$ составят:

$$Q_{из} = Q_{инт} + Q_{инт} \quad (3)$$

Очевидно, что с увеличением доли затрат на инновационную составляющую $Q_{инт}$ будет возрастать экономическая эффективность изделия в связи с увеличением срока его эффективной эксплуатации $t_{эф}$.

В сложившихся условиях хозяйствования и при определенных структурных связях изготовителей изделий, их потребителей и поставщиков сырья и полуфабрикатов доля затрат на традиционные материалы и технологии $Q_{инт}$ на машиностроительных предприятиях достаточно велика. Применение инновационных технологий и материалов ($Q_{инт}$) в инновационных изделиях обосновано в том случае, если время их эффективной работы $t_{эф}$ будет достаточным для окупаемости первичных затрат $Q_{из}$ и обеспечения суммарного эффекта, а изделие приобретет комплекс новых потребительских характеристик, отличающих его от аналогов. Поэтому эффективность затрат, связанных с изготовлением и эксплуатацией изделия, необходимо соотносить с периодом его целесообразной эксплуатации $T_э$, определяя удельные суммарные затраты:

$$K_э = \frac{Q_{из} + Q_{э}}{T_э} = \frac{Q_{инт} + Q_{инт} + Q_{э}}{T_э} \quad (4)$$

где T_2 – длительность целесообразной эксплуатации.

Время T_2 несколько превышает $t_{2ф}$, что обусловлено необходимостью некоторого периода времени на замену изделия на более эффективное или связано с условиями эксплуатации оборудования, в состав которого входит изделие.

При эффективных инновационных затратах:

$$K_2 = \frac{Q_{итт} + Q_{итп}}{T_2}, \text{ а } T_2 = T_{2ф} \quad (5)$$

Период целесообразной эксплуатации изделия определяется установленным ресурсом машины, в состав которой входит изделие. В зависимости от функционального назначения изделия на практике реализуют три подхода:

- обеспечение гарантированного срока эксплуатации изделия до времени обязательного технического обслуживания $t_{то}$ машины (кривая 3, рис. 2) при минимальных первичных затратах на его изготовление $Q_{и1}$,
- обеспечение установленного ресурса изделия $\tau_{ур}$ при исходных затратах $Q_{и}$ и минимальных затратах на обслуживание $Q_{и2}$,
- увеличение затрат на изготовление изделия $Q_{и}$ с максимальной долей инновационных технологий $Q_{инт}$, обеспечивающих эффективную эксплуатацию изделия без дополнительного обслуживания в течение практически неограниченного срока (до морального износа). В этом случае суммарные затраты на изготовление и эксплуатацию существенно ниже уровня затрат по первым двум вариантам и значение коэффициента K_2 минимально.

Данные подходы к созданию машиностроительных изделий с различной экономической эффективностью были реализованы при промышленном выпуске автомобильных агрегатов различного функционального назначения. Карданные передачи обеспечивают требуемые параметры перемещения, работоспособности исполнительного оборудования, комфортности и энергопотребления автомобилей, тракторов, сельскохозяйственной техники, железнодорожного и городского транспорта. Совокупность инновационных решений карданных передач различного исполнения определяется требованиями технических условий на конкретную модификацию. Например, карданные передачи, применяемые в железнодорожном транспорте, должны иметь ресурс эксплуатации не менее 1 млн. км пробега при гарантированных показателях надежности. В таких конструкциях предложено применение комплекса конструкторско-технологических и материаловедческих инноваций, которые включают применение градиентных материалов на основе сталей пониженной прокаливаемости 60 ПП, 80 ПП для изготовления крестовины универсального шарнира, нанесение многофункционального композиционного покрытия на рабочие поверхности шлицевого соединения, использование специальных смазок с повышенной стойкостью к трибохимическим превращениям и несущей способностью для игольчатых подшипников универсального шарнира, применение комплексного конструкторско-материаловедческого подхода к обеспечению минимального уровня абразивного изнашивания всех подвижных сопряжений с помощью уплотнений особой конструкции из износостойкого композиционного материала, снижение уровня динамических нагрузок на сопряженные поверхности и трансмиссию транспортного средства путем оптимизации массы, габаритов и применения специальной конструкции крепежных фланцев, использование лакокрасочных композиционных материалов с повышенными

адгезионными характеристиками и абразивостойкостью для защиты от абразивного действия и коррозии [5, 7]. Такой подход сопряжен с большими инновационными затратами и потребовал изменения всего технологического процесса изготовления карданных передач, включающего разработку оптимальной конструкции с минимальной материалоемкостью, создание специального технологического оборудования для формирования градиентных структур и нанесения композиционных покрытий, создание системы многоуровневого контроля качества технологических процессов изготовления, сборки и предпродажной подготовки. Разработанные конструкции карданных передач серии «Белкард-2000» способны к практически 100% рециклингу после износа автотракторной техники или сельскохозяйственного оборудования, в которых они были использованы.

Средства, затраченные на инновационные разработки, позволили создать предпосылки для совокупного управления показателями качества и надежности карданных передач в зависимости от сферы их применения. Для автотракторной продукции, выпускаемой крупнейшими производителями стран СНГ (МАЗ, МТЗ, КамАЗ, УралАЗ, КраЗ), используют карданные передачи ОАО «Белкард» со всем комплексом упомянутых инновационных решений. В результате гарантированный ресурс передач без дополнительного обслуживания превышает 500 тыс. км пробега, что заметно превосходит установленный ресурс выпускаемых автомобилей и тракторов. Достигнутые показатели потребительских характеристик обеспечили устойчивое положение ОАО «Белкард» на рынке стран СНГ и ближнего зарубежья при наличии крупных производителей автомобильных карданных валов на Украине (г.г. Чернигов, Херсон) и в России (г.г. Москва, Арзамас, Куйбышев, Иркутск, Набережные Челны). Карданные передачи сельскохозяйственной техники включают только некоторые составляющие комплексного инновационного подхода, которые обеспечивают заданное значение показателя K_2 . Это обусловлено существенно более низкими требованиями по установленному ресурсу и эргономичности на сельскохозяйственное оборудование [7].

Автомобильные амортизаторы, предназначенные для обеспечения условий оптимальной безопасности и эргономичности эксплуатации транспортных средств, выпускаемые на ОАО «Гродненский завод автомобильных агрегатов», имеют установленный ресурс не менее 100 тыс. км пробега. Для достижения такого эксплуатационного ресурса применен комплекс конструкторско-технологических решений, которые состоят в использовании композиционных износостойких покрытий для штока амортизатора, абразивостойких уплотнительных материалов для подвижных сопряжений, специальных амортизирующих сред. Вместе с тем, практика показывает, что современные подходы к разработке изделий подобного типа для транспортных средств общего назначения (массовых серий) базируются на принципе минимизации исходных затрат при безусловном обеспечении надежности. Для его реализации используют конструкторские решения с минимальным числом изнашиваемых сопряжений и комплектами деталей из относительно дешевых конструкционных материалов. Особая роль в таких конструкциях предназначена функциональным покрытиям, обеспечивающим требуемый ресурс эксплуатации изделия. Автомобильные амортизаторы, созданные на основе принципа минимизации (кривая 3, рис. 2), при техническом обслуживании (T_{01} , T_{02}) машины заменяют на новые. Таким образом суммарные затраты на их применение при гарантированном показателе $\tau_{ур}$ не превышают затрат на применение более дорогих модификаций.

В конструкциях тормозных камер реализованы подходы, обеспечивающие гарантированный показатель надежности их применения в различных условиях эксплуатации при гарантированном установленном ресурсе, превышающем ресурс транспортного средства, что обусловлено особыми требованиями по безопасности, предъявляемыми к агрегатам подобного назначения.

Заключение. Проведенный анализ конструкторско-технологических и материаловедческих аспектов создания и эксплуатации машиностроительных изделий различного функционального назначения свидетельствует о существующей зависимости между суммарными затратами и требованиями технических условий. Объективные показатели, отражающие эффективность использованных материалов, технологий в конструкциях изделия с точки зрения оптимального соотношения суммарных затрат и установленного ресурса при гарантированном выполнении требований надежности, отсутствуют. Это приводит в ряде случаев к необоснованно высоким удельным затратам, снижающим эффективность применения изделий. Необходима разработка новых подходов к оценке эффективности затрат на инновационные проекты для совершенствования машиностроительной продукции.

Список литературы: 1. Управление качеством продукции, международные стандарты ISO 9000-9004, ISO 8402. М.: Изд-во стандартов, 1988. 2. А.С. Проников. Параметрическая надежность машин. -М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, -2002. 3. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984. 4. Лукин В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надежности автомобилей. Л.: Политехника, 1991. 5. Кравченко В.И. Структура и технология композиционных материалов для конструкций карданных передач серии «Белкард-2000». Дисс. ...канд.техн.наук:05.02.01 (материаловедение). Гродно. -2001. 6. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 7. Костюкович Г.А. Композиционные материалы для универсальных шарниров нагруженных карданных передач автотракторной и сельскохозяйственной техники. Дисс. ...канд.техн.наук:05.02.01 (материаловедение). Гродно. -2003. 8. Мамончик А.И. Гидравлические двухтрубные амортизаторы разборные или закатыные. //Автомобильная промышленность, 1999. №9. с. 16-17. 9. Пильгуй В.Б. Совершенствование мембранных исполнительных механизмов пневматического тормозного привода автомобилей. Автореф. ... дисс. канд.техн.наук: 05.22.02 (автомобили и тракторы). Харьков. -1996. втор, с которым вести переписку

Сдано в редакцию 11.04.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ОПТИМАЛЬНЫЕ ДВИЖЕНИЯ НЕЖЕСТКОЙ РУКИ МАНИПУЛЯТОРА

Бохонский А.И., Варминская Н.И. (СевНТУ, г. Севастополь, Украина)

Optimum control of the resilient manipulator arm revolved and translational transient motions is proposed and investigated in this article, thus the relative oscillations are eliminated at the final point of positioning.

В [1, 2, 3] рассмотрены некоторые оптимальные законы переносного поступательного и вращательного движений упругих объектов с приложениями полученных результатов к телескопическим манипуляторам. Можно ли существенно повысить производительность манипулятора с рукой малой жесткости без потери точности позиционирования?

Целью данной работы является определение оптимального движения нежесткой руки манипулятора без потери точности позиционирования.

Пусть необходимо за минимальное время повернуть нежесткую руку манипулятора на заданный угол, но таким образом, чтобы изгибные колебания отсутствовали в конечном состоянии и поэтому не влияли на точность позиционирования. Рука, как нежесткий стержень, в данном случае участвует в двух движениях: переносном (вращение вокруг вертикальной оси) и относительном (изгибные колебания по отношению к оси x). Схема поворота стержня (руки) на угол φ_* изображена на рис. 1. Дифференциальное уравнение переносного вращательного движения стержня следующее:

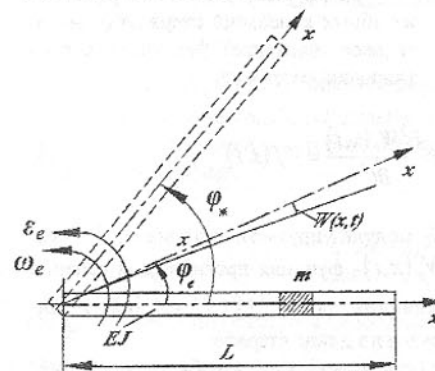


Рис.1. Схема поворота стержня

$$\frac{d^2 \varphi_e}{dt^2} = A \sin(pt), \quad (1)$$

где φ_e - угол поворота; A - амплитудное значение углового ускорения; $p = 2\pi/T$; T - общее время вращательного движения стержня. Дважды интегрируя уравнение (1) методом разделения переменных с учетом краевых условий ($\omega_e(T) = 0$, $\varphi_e(T) = \varphi_*$, $\varphi_e(0) = 0$), после ряда преобразований получим следующие выражения для углового ускорения, угловой скорости и угла поворота стержня как функций времени:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_e(t) &= \varepsilon_e(t) = \frac{\varphi_* p^2}{2\pi} \sin pt, & \omega_e(t) &= -\frac{\varphi_* p}{2\pi} \cos pt + \frac{\varphi_* p}{2\pi}, \\ \varphi_e(t) &= -\frac{\varphi_*}{2\pi} \sin pt + \frac{\varphi_* pt}{2\pi}. \end{aligned} \quad (2)$$

Графики угла поворота, угловой скорости и углового ускорения изображены на рис. 2.

Необходимо подчеркнуть, что из (2) и графиков (рис. 2) следует, что при $t = T = 2\pi/p$ $\omega_e(T) = 0$, $\varphi_e(T) = \varphi_*$ и $\varphi_e(0) = 0$, т.е. в этот момент времени наступает покой руки в переносном вращательном движении.

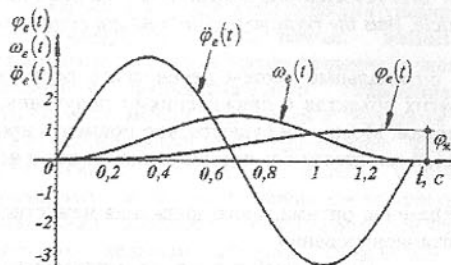


Рис.2. Графики функций $\varphi_e(t)$, $\omega_e(t)$,

Если период первого тона собственных изгибных колебаний стержня в целое число раз меньше времени переносного вращательного движения T , то в данном случае изгибные колебания стержня отсутствуют в конце вращательного движения, т.е. в конечной точке позиционирования жесткой руки манипулятора.

Дифференциальное уравнение изгибных колебаний стержня (относительное движение) без учета сопротивления имеет вид:

$$EJ \frac{\partial^4 W_r(x, t)}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 W_r(x, t)}{\partial t^2} = -f(x, t), \quad (3)$$

где EJ – изгибная жесткость стержня (E – модуль упругости материала; J – осевой момент инерции поперечного сечения); $W_r(x, t)$ – функция прогиба (для сечения стержня с координатой x , рис. 1); m – масса единицы длины; $f(x, t) = \varepsilon_e(t) x m$ – интенсивность распределенной инерционной нагрузки по длине стержня.

В соответствии с методом Фурье решение (для первой моды изгибных колебаний) находилось в виде:

$$W_1(x, t) = w_1(x) \cdot \sin pt. \quad (4)$$

После подстановки (4) в (3) и преобразований получено следующее неоднородное дифференциальное уравнение четвертого порядка:

$$\frac{d^4 w_1(x)}{dx^4} - k^4 w_1(x) = -\frac{\varphi_* p^2 m}{2\pi EJ} x, \quad (5)$$

где $k^4 = mp^2/EJ$. С использованием функций А.Н. Крылова [4] найдено общее решение уравнения (5):

$$w_1(x) = AS(x) + BT(x) + CU(x) + DV(x) + \frac{\varphi_* p^2 m}{2\pi k^4 EJ} x,$$

где $S(x)$, $T(x)$, $U(x)$, $V(x)$ – функции А.Н. Крылова. Постоянные интегрирования A, B, C, D определены с учетом краевых условий:

$$w_1(0) = 0, w_1'(0) = 0; w_1''(L) = 0, w_1'''(L) = 0.$$

Аналитические преобразования выполнены на ЭВМ и функция $w_1(x)$ записывается так:

$$w_1(x) = \frac{AAmx}{k^4 EJ} + \frac{AAm \left(\frac{1}{2} \sinh(kx) + \frac{1}{2} \sin(kx) \right)}{k^5 EJ} +$$

$$AAm \left(-\sin(kL) - \cos(kL) - (e^{kL})^2 \sin(kL) + (e^{kL})^2 \cos(kL) \right) \cdot$$

$$\left(\frac{1}{2} \cosh(kx) - \frac{1}{2} \cos(kx) \right) / \left(k^5 EJ \left(2e^{kL} + \cos(kL) + (e^{kL})^2 \cos(kL) \right) \right) +$$

$$\frac{(e^{kL})^2 - 1}{k^5 EJ \left(2e^{kL} + \cos(kL) + (e^{kL})^2 \cos(kL) \right)} AAm \sin(kL) \left(\frac{1}{2} \sinh(kx) - \frac{1}{2} \sin(kx) \right),$$

где $AA = \varphi_* p^2 / 2\pi$. Описание движения стержня с учетом, с целью упрощения, только первой моды колебаний дальше основано на использовании метода главных координат, в соответствии с которым первая главная координата находится из дифференциального уравнения:

$$\frac{d^2 q_1}{dt^2} + p_1^2 q_1 = \frac{Q_1(t)}{M_1}, \quad (6)$$

где p_1 – частота первого тона свободных колебаний; $Q_1 = -\int_0^L f(x, t) w_1(x) dx$ – обобщенная сила; $M_1 = \int_0^L m w_1^2(x) dx$ – обобщенная масса. После определения Q_1 и M_1 (с использованием системы аналитических вычислений на ЭВМ) и решения уравнения (6) перемещения, скорости и ускорения стержня, как функций двух переменных, с учетом первой моды колебаний, вычисляются так:

$$W_1(x, t) = w_1(x) \cdot q_1(t), \quad \dot{W}_1(x, t) = w_1(x) \cdot \dot{q}_1(t), \quad \ddot{W}_1(x, t) = w_1(x) \cdot \ddot{q}_1(t).$$

Решение уравнения (9) получено в виде:

$$q_1 = -\frac{\sin(p_1 t) Q_1(t) p}{p_1 (p_1^2 - p^2)} + \frac{\sin(pt) Q_1(t)}{p_1^2 - p^2}, \quad \dot{q}_1 = -\frac{\cos(p_1 t) Q_1(t) p}{p_1^2 - p^2} + \frac{\cos(pt) Q_1(t) p}{p_1^2 - p^2},$$

$$\ddot{q}_1 = \frac{\sin(p_1 t) Q_1(t) p_1 p}{p_1^2 - p^2} - \frac{\sin(pt) Q_1(t) p^2}{p_1^2 - p^2}.$$

Численный пример. Исходные данные: длина стержня $L = 4.0$ м; наружный диаметр $d_n = 0.1$ м; внутренний диаметр $d_e = 0.08$ м; $\varphi_* = 1$ рад. Момент инерции попереч-

ного сечения вычисляется так: $J = \pi(d_n^4 - d_o^4)/64$. Частота первого тона собственных колебаний равна [3]:

$$\rho_1 = \frac{(1.875)^2}{L^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}$$

На рис. 3 изображены функции перемещения, скорости и ускорения, отражающие относительное движение (колебания стержня).

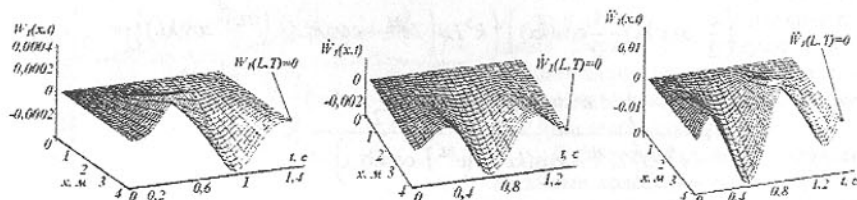


Рис. 3. Графики перемещений $W_1(x,t)$, скорости $\dot{W}_1(x,t)$ и ускорения $\ddot{W}_1(x,t)$ в относительном движении

В конце движения (при $t = T = 1.377c$) наступит абсолютный покой. С устранением колебаний руки в точке позиционирования исключаются погрешности, которые могут возникнуть при ее изгибе; предполагается, что привод вращения руки манипулятора способен реализовать предложенный закон оптимального вращения.

В случае оптимального поступательного движения руки (рис. 4) в дифференциальном уравнении, описывающем относительное движение (колебания во время движения), изменяется правая часть уравнения; при этом форма колебаний, в связи с изменением значений произвольных постоянных, отличается от формы колебаний при вращательном переносном движении, но алгоритм аналитических преобразований остается прежним и качественная картина относительного движения аналогична предыдущей.

Выражение для $w_1(x)$ в случае поступательного движения записывается так:

$$w_1(x) = -\frac{AAm\left(\frac{1}{2}\cosh(kx) + \frac{1}{2}\cos(kx)\right)}{k^4 EJ} + \frac{AAm\left(\sin(kL) - \cos(kL) + (e^{kL})^2 \sin(kL) + (e^{kL})^2 \cos(kL)\right)}{k^4 EJ} \cdot \left(\frac{1}{2}\sinh(kx) - \frac{1}{2}\sin(kx)\right) / \left(k^4 EJ\left(2e^{kL} + \cos(kL) + (e^{kL})^2 \cos(kL)\right)\right) - \frac{\left((e^{kL})^2 - 1\right)AAm \sin(kL)\left(\frac{1}{2}\cosh(kx) - \frac{1}{2}\cos(kx)\right)}{k^4 EJ\left(2e^{kL} + \cos(kL) + (e^{kL})^2 \cos(kL)\right)} + \frac{AAm}{k^4 EJ},$$

где $AA = L \cdot p^2 / 2\pi$.

Графики функций перемещения, скорости и ускорения в относительном движении изображены на рис. 5.

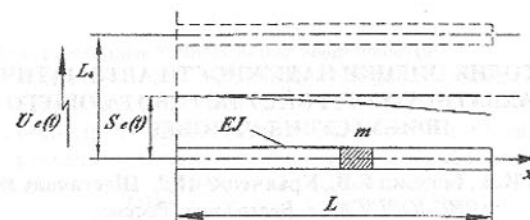


Рис. 4. Схема поступательного перемещения стержня

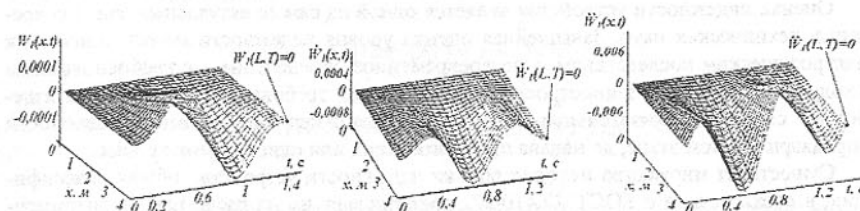


Рис. 5. Графики перемещений $W_1(x,t)$, скорости $\dot{W}_1(x,t)$ и ускорения $\ddot{W}_1(x,t)$ в относительном движении при поступательном движении стержня

В линейной системе при совмещении вращательного и поступательного движений по предлагаемым законам также наблюдается абсолютный покой в конечной точке движения схвата манипулятора.

Таким образом в работе решены актуальный вопрос оптимизации движения нежесткой руки манипулятора без потери точности позиционирования.

Список литературы: 1. Бохонский А.И., Макухина Г.Г., Хашин Ю.Н. Расчет и проектирование телескопических исполнительных органов манипуляторов. - К.: УМКВО, 1989. - 132 с. 2. Бохонский А.И., Волнухин Д.В. Колебания телескопической руки манипулятора при оптимальном вращательном движении. - Весн. СевНТУ. Сер. Механика, энергетика, экология. - Вып. 23. - Севастополь, 2000. - С. 54 - 58. 3. Бохонский А.И. Оптимальное переносное движение упругих систем. Весн. СевНТУ. Сер. Механика, энергетика, экология. - Вып. 38. - Севастополь, 2002. - С. 33 - 38. 4. Василенко Н.В. Теория колебаний: Учеб. пособие. - К.: Вища школа, 1992. - 430 с.

Сдано в редакцию 26.04.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

АНАЛИЗ МЕТОДИК ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКОГО ГРУЗОЗАХВАТНОГО УСТРОЙСТВА, РАБОТАЮЩЕГО БЕЗ ПРИСУТСТВИЯ ЧЕЛОВЕКА

Березин И.В., Березин Е.В., Кравченко П.Д., Шестакова И.А.
(ВИА ЮРГУЭС, г. Волгоград, Россия)

As the title implies the article considers main points and peculiarities of some methods of reliability assessment applied to automatic load-gripping devices.

Оценка надежности устройства является одной из самых актуальных задач современных технических наук. Завышенная оценка уровня надежности может привести к катастрофическим последствиям, а несвоевременное определение — к необоснованным расходам. В атомном машиностроении из-за высоких требований к надежности изделий и их сложности обязательным условием считается проведение оценки надежности на предварительном этапе, до начала проектирования или одновременно с ним.

Существует множество методик оценки надежности устройств, общая классификация, в соответствии с ГОСТ 27.410-87, подразделяет их на расчетные, экспериментальные и расчетно-экспериментальные.

При рассмотрении устройств, работающих в критических условиях: при разборе завалов, демонтаже радиоактивного и химически опасного оборудования, проведение экспериментальных полностью аналогичных испытаний практически невозможно, или же их стоимость чрезвычайно высока. Поэтому основным инструментом исследователя являются расчетные или теоретические методы.

В данной статье рассмотрены основные пять методов, которые авторы посчитали, основываясь на собственном опыте и литературных источниках, рациональными и обоснованными для применения при оценке надежности автоматического грузозахватного устройства (АГЗУ), работающего без присутствия человека в зоне грузозахвата и освобождения АГЗУ от объекта. Используемые в статье термины и понятия следует понимать в их общетехническом значении.

Перечислим рассматриваемые методики оценки надежности:

- применение формулы полной вероятности при расчете надежности системы;
- определение показателей надежности;
- связь расчетов на прочность и надежность деталей и узлов;
- статический расчет прочности механических конструкций;
- методы наследственной теории упругости и наследственной ползучести.

В основу вероятностной методики оценки надежности устройств положены понятия **безотказная работа** и **отказ**. Пусть имеется N_u исправных (неотказавших) элементов и $N_{от}$ отказавших из общего числа N_o . Тогда относительное количество отказов:

$$Q(t) = N_{от}/N_o.$$

Если испытание проводится как выборочное для прогнозирования надежности, то $Q(t)$ можно рассматривать как оценку вероятности отказа или, если N_o достаточно велико, — как вероятность отказа. Вероятность безотказной работы

$$P(t) = N_u/N_o = 1 - N_{от}/N_o = 1 - Q(t).$$

Так как безотказная работа и отказ — взаимно противоположные события, то сумма их вероятностей равна 1:

$$P(t) + Q(t) = 1.$$

Это же следует из приведенных выше зависимостей.

$$\text{При } t=0 \quad N_{от} = 0, Q = 0 \text{ и } P = 1.$$

$$\text{При } t=\infty \quad N_{от} = N_o, Q = 1 \text{ и } P = 0.$$

Плотность вероятности отказов, или вероятность отказа в единицу времени, есть производная от функции вероятности по времени (или наработке в других единицах):

$$f(t) = \frac{dQ(t)}{dt} = \frac{1}{N_o} \cdot \frac{dN_{от}}{dt} = -\frac{dP(t)}{dt}$$

Вероятность отказов и безотказной работы в функции плотности вероятности выражается зависимостями:

$$Q(t) = \int_0^t f(t)dt, \quad Q(t) = \infty = \int_0^\infty f(t)dt = 1,$$

$$P(t) = 1 - Q(t) = 1 - \int_0^t f(t)dt = \int_t^\infty f(t)dt$$

Интеграл от плотности вероятности в теории вероятности в общем случае называется функцией распределения.

Интенсивность отказов, т. е. вероятность отказа в единицу времени при условии, что отказ до этого времени не наступил,

$$\lambda(t) = \frac{1}{N_u} \cdot \frac{dN_{от}}{dt}$$

Как видно из формулы, $\lambda(t)$ равно приращению количества отказов за время dt , отнесенное к этому времени и к числу исправных элементов. Плотность вероятности отказов относится к первоначальному числу элементов, а интенсивность отказов — к числу исправных. При наиболее характерных для машин износных отказах кривая плотности вероятности отказов имеет максимум, а кривая интенсивности отказов — непрерывный подъем.

Выражения вероятности безотказной работы через интенсивность отказов получим, помножив правую часть выражения для $\frac{dP(t)}{dt}$ на $\frac{N_u}{N_o}$ и, проведя преобразования, получаем:

$$\frac{dP(t)}{dt} = -\frac{N_u}{N_o} \cdot \frac{1}{N_u} \cdot \frac{dN_{от}}{dt} = -P(t)\lambda(t)$$

Отсюда после преобразования и интегрирования

$$\frac{dP(t)}{P(t)} = -\lambda(t)dt, \quad \ln P(t) = -\int_0^t \lambda(t)dt,$$

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$$

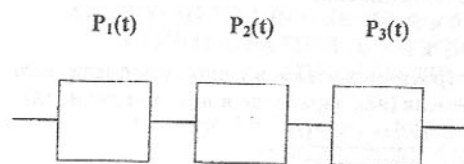


Рис.1. Машины без специального резервирования

Испытание надежности систем очень сложно и дорого ввиду их многообразия. Поэтому надежность систем обычно вычисляют по надежности отдельных элементов. Машины без специального резервирования рассматривают как системы из последовательно соединенных элементов (рис.1), причем отказ одного элемента приводит к отказу системы. Отказы считают независимыми[1].

Таблица 1 - Номенклатура показателей надежности

Наименование показателя качества	Обозначение показателя качества	Вид показателя
Коэффициент использования мощности Коэффициент технического использования Коэффициент обеспечения требуемой мощности Коэффициент сохранения эффективности Коэффициент готовности Коэффициент оперативной готовности	$K_{и.м}$ $K_{т.и}$ $K_{о.т.м}$ $K_{эф}$ K_g $K_{ог}$	Комплексный
Наработка на отказ Наработка на отказ - «ложное срабатывание» Вероятность безотказной работы на заданную нагрузку Средняя наработка до отказа Гамма-процентная наработка до отказа Вероятность срабатывания на требование Вероятность оперативного срабатывания на требование	T_o $T_{л}$ $P(t)$ $T_{ср}$ T_{γ} $P_{с.т}$ $P_{о.с.т}$	Безотказность
Среднее время восстановления работоспособного состояния Средняя оперативная продолжительность планового ремонта Средняя оперативная трудоемкость планового ремонта Среднее время замены	$T_{в}$ $T_{п.р}$ $S_{п.р}$ T_z	Ремонтопригодность
Средний ресурс Гамма-процентный ресурс Назначенный ресурс Средний срок службы Гамма-процентный срок службы Назначенный срок службы	T_p $T_{\gamma p}$ $T_{р.н}$ $T_{сл}$ $T_{сл\gamma}$ $T_{сл.н}$	Долговечность
Средний срок сохраняемости Гамма-процентный срок сохраняемости	T_c $T_{с\gamma}$	Сохраняемость

Данная методика является классической и применяется для оценки надежности не только механических, но и других систем (устройств). Основой метода является утверждение, что более сложное устройство потенциально менее надежно, чем устройство, имеющее меньшее количество элементов (узлов). Преимуществами методики являются простота и наглядность.

Недостатками данной методики является отсутствие учета особенностей устройства (применительно к АГЗУ речь может идти о конструкции, используемых материалах, наличии пассивных и активных систем защиты) и невозможности, в ряде случаев, даже приблизительно оценить вероятность возникновения отказа в том или ином элементе (узле) в рабочих условиях.

Исходя из указанных ограничений по применению данной методики, очевидно, применение данной методики для оценки надежности АГЗУ (работающего без присутствия человека в зоне грузозахвата и освобождения АГЗУ от объекта) без устранения этих ограничений некорректно. Использовать данную методику можно лишь проводя сравнительный анализ с другими аналогичными конструкциями, имеющими близкие характеристики по особенностям устройства, или совместно с другими методиками, учитывающими недостатки данной.

Метод, призванный решить поставленные выше проблемы оценки надежности устройств работающих в условиях, когда вероятность возникновения отказа статистическим методом определить невозможно – критериальный (в общепринятом названии «экспертный»). В настоящее время этот метод является основным в области оценки надежности оборудования для АЭС, так как его применение является обязательным и регламентируется ГОСТ 26291-84 (СТ СЭВ 4334-83) «Надежность атомных станций и их оборудования». В качестве критериев оценки применяются показатели надежности, большая часть которых измерению не поддается. Ниже представлен перечень этих показателей:

Большинство показателей задается на стадии проектирования, соответственно подбирается конструкция и материалы, режимы эксплуатации и другие технические характеристики системы. Показатели, измерение и/или расчет которых затруднен или невозможен, оцениваются признанными экспертами (квалифицированные специалисты, научно-исследовательские институты и другие, в том числе сторонние организации).

Данный метод имеет бесспорные преимущества: показатели надежности, а значит и ее уровень задается еще на стадии проектирования и выбора концепции; учитывается мнение специалистов, в том числе сторонних (существует возможность учета иностранного опыта); присутствует элемент конкуренции между различными вариантами; существует возможность создания систем с резервированием; учитывается общественное мнение.

Среди недостатков данного метода можно отметить: вероятность ошибочного определения веса конкретного критерия; субъективная оценка экспертов (особенно на стадии эксплуатации, под действием нагрузок, в том числе нештатных; задаваемый уровень надежности может сильно снизиться и для его оценки уже может быть применен только экспертный метод).

Непредвиденное статическое разрушение (отказ) любой механической конструкции происходит в случае, если действующая нагрузка превысит значение, которое является для данной конструкции предельным. Действующая нагрузка является случайной функцией времени работы объекта. Разрушение конструкции произойдет, если значения ординат случайного процесса изменения нагрузки в течение не-

которого достаточно продолжительного периода времени будут больше соответствующих значений разрушающей нагрузки. В тех случаях, когда отказ не связан с разрушением, можно рассматривать повреждающую нагрузку. Определить при этом характеристику надежности (закон распределения наработки до отказа) довольно трудно. Поэтому вместо расчета надежности иногда проводят статистический расчет прочности, при котором предполагают, что:

1) действующая нагрузка является случайной величиной, т. е., в конструкции объекта, наугад выбранного из множества однотипных, во время работы действуют постоянные напряжения, различные для разных изделий данного множества;

2) разрушающая (повреждающая) нагрузка, характеризующая прочность конструкции, является случайной величиной, независимой от действующей нагрузки, т. е. конструкция объекта, наугад выбранного из множества однотипных, имеет определенное значение разрушающего (повреждающего) напряжения, различное для разных объектов данного множества;

3) повреждение (отказ) происходит при превышении действующей нагрузкой x_1 разрушающей нагрузки x_2 , т. е. разрушение происходит, когда действующие напряжения станут больше разрушающих.

Расчет проводят при нормальных распределениях действующей нагрузки x_1 и разрушающей (повреждающей) нагрузки x_2 , а также при произвольных законах распределения действующей нагрузки X_1 и разрушающей (повреждающей) нагрузки X_2 .

Расчет при нормальных распределениях действующей нагрузки x_1 и разрушающей (повреждающей) нагрузки x_2 :

Отказ не произойдет, пока

$$\Delta = X_2 - X_1 > 0.$$

Среднее значение случайной величины Δ равно разности средних значений случайных величин X_1 и X_2 :

$$m_\Delta = m_{x_2} - m_{x_1}.$$

Среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_\Delta = \sqrt{\sigma_{x_1}^2 + \sigma_{x_2}^2}$$

где $\sigma_{x_1}, \sigma_{x_2}$ — средние квадратические отклонения случайных величин X_1 и X_2 .

Введем обозначения:

$$\rho_1 = \frac{\sigma_{x_1}}{m_{x_1}}; \rho_2 = \frac{\sigma_{x_2}}{m_{x_2}}; k = \frac{m_{x_2}}{m_{x_1}}$$

Эти величины можно назвать: ρ_1 — коэффициентом отклонения действующей нагрузки; ρ_2 — коэффициентом отклонения прочности (разрушающей нагрузки); k — коэффициентом запаса прочности.

При этих обозначениях

$$\frac{m_\Delta}{\sigma_\Delta} = \frac{k-1}{\sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 k^2}}$$

При вычислении ρ_1, ρ_2, k вместо нагрузок можно использовать соответствующие напряжения.

Случайная величина Δ имеет нормальное распределение. Поэтому вероятность разрушения конструкции

$$P = 0,5 + \Phi\left(\frac{m_\Delta}{\sigma_\Delta}\right)$$

где $\Phi\left(\frac{m_\Delta}{\sigma_\Delta}\right)$ — нормированная функция Лапласа.

Соответственно вероятность разрушения конструкции

$$Q = 1 - P = 0,5 - \Phi\left(\frac{m_\Delta}{\sigma_\Delta}\right)$$

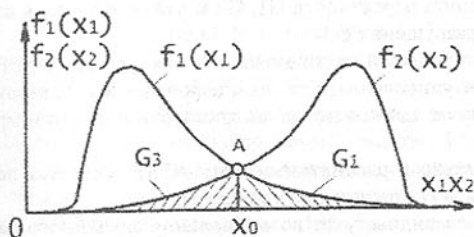


Рис. 2. Приближенное вычисление вероятности разрушения конструкции при произвольных законах распределения действующей нагрузки X_1 и повреждающей нагрузки X_2

Таким образом, для проведения статистического расчета прочности необходимо: определить значения ρ_1, ρ_2, k ; вычислить значение m_Δ/σ_Δ ; по таблице найти $\Phi(m_\Delta/\sigma_\Delta)$ и вычислить значения P или Q [3].

В данном случае можно использовать приближенный способ расчета, предложенный Н. С. Стрелецким. Способ основан на следующих соображениях.

Пусть на одном графике построены две кривые распределения $f_1(x_1)$ и $f_2(x_2)$, как представлено на рис.2. Перпендикуляр ax_0 , опущенный из точки a пересечения этих кривых, выделит две заштрихованные области. Эти области соответственно равны:

1) вероятности того, что действующая нагрузка x_1 будет больше значения x_0 (основание перпендикуляра из точки a):

$$G_1 = \int_{x_0}^{\infty} f_1(x_1) dx_1$$

2) вероятность того, что разрушающая нагрузка x_2 (характеризует прочность конструкции) будет меньше значения x_0 :

$$G_2 = \int_0^{x_0} f_2(x_2) dx_2$$

Вероятность совместного появления действующей нагрузки, большей x_0 , и разрушающей нагрузки, меньшей этого значения,

$$Y_1 = G_1 G_2$$

Вероятность совместного появления действующей нагрузки, меньшей x_0 , и разрушающей нагрузки, большей этого значения,

$$(1-G_1)(1-G_2),$$

и вероятность не появления этого события

$$Y_2 = G_1 + G_2 - G_1 G_2.$$

Вероятность разрушения конструкции

$$Y_2 > Q > Y_1$$

или

$$2G_1 G_2 < Q < G_1 + G_2$$

Таким образом, необходимо вычислить вероятности G_1 , G_2 и найти область, в которой находится значение вероятности разрушения Q .

Отказ работоспособности АГЗУ по большей части может возникнуть без угрозы разрушения, например, вследствие разрегулирования, при этом вероятнее всего, разрушение наблюдаться не будет, в этом случае данная методика достаточно проста и эффективна.

Недостатком методики, применительно к рассматриваемому АГЗУ, является неизученность процессов нагружения в условиях радиоактивной среды.

Преимущества метода достаточно очевидны, учет возникновения случайного нагружения, вследствие возможного воздействия извне на систему (нагрузка, вызванная зацеплением, перегруз, динамическое смещение центра масс и т.д.), учет конструктивного исполнения, возможность расчета надежности без определения закона распределения наработки до отказа.

Указанный недостаток устраняется возможностью расчета по нескольким наиболее вероятным законам распределения случайного нагружения, и осуществление резервирования позволяет применять данную методику для определения надежности АГЗУ.

Методика, использующая наследственную теорию упругости, базируется на принципе разложения Вольтера-Фреше. Суть теории сводится к попытке с помощью выражения:

$$e = \int_{-\infty}^t J(t-\tau_1) d\sigma(\tau_1) + \int_{-\infty}^t \int_{-\infty}^t J_2(t-\tau_1, t-\tau_2) d\sigma(\tau_1) d\sigma(\tau_2) + \dots$$

описать как процессы нагружения, так и процессы разгрузки. С помощью теории разложения функционала на интегральный ряд в некоторой степени, аналогичный ряду Тейлора, выполняется попытка построить теорию пластичности, применимую для описания существенно необратимой ползучести при высоких температурах [4]. Это наиболее важный момент, здесь происходит учет изменения характеристик материала элементов (узлов) во время эксплуатации, с учетом вероятных критических изменений температуры и предсказания поведения материала под воздействием нагрузки.

Авторами теории проводился ряд экспериментов, который показал, что при нагружении возникают деформации, которые лишь частично восстанавливаются при разгрузке. Использование данной методики на стадиях проектирования и эксплуатации (с

учетом изменяющихся параметров элементов (узлов) системы) позволяет прогнозировать снижение надежности материала элемента и оперативно реагировать на изменения состояния объекта исследования.

Представленные методики являются лишь представителями, из числа предложенных наукой о надежности систем, но анализ достаточно четко показал их недостатки. Применение же всех методов одновременно экономически не обосновано и может, в реальных условиях, привести лишь к замедлению реализации проекта. Оптимальным, на наш взгляд, может считаться, правильный выбор методики на стадии разработки концепции и периодический контроль за состоянием элементов системы, осуществляемый различными организациями (желательно сторонними, специализированными) по представленным методикам. Проведенные исследования позволяют определить порядок выбора и применения требуемой методики для различных условий обеспечения надежности проектируемого объекта.

Список литературы: 1. Решетов Д.Н. Работоспособность и надежность деталей машин. Учеб. Пособие для машиностроит. специальностей вузов М., «Высшая школа», 1974, 206 стр. с ил. 2. ГОСТ 27.410 – 87 Надежность в технике. Методы контроля показателей надежности и планы контрольных испытаний на надежность. 3. Дружинин Г.В. Надежность автоматизированных систем. Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1977, 536 стр. с ил. 4. Элементы наследственной механики твердых тел. Работнов Ю.Н., Главная редакция физико – математической литературы. Издательство «Наука», М., 1977, 384 стр. 5. Гольдсблат И.И., Бажанов В.Л., Копнов В.А. Длительная прочность в машиностроении, М., «Машиностроение», 1977, 248 стр. с ил.

Сдано в редакцию 16.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Суслов А.Г.

ВИЗНАЧЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙНИХ ПОШКОДЖЕНЬ В КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛАХ ПРИ НАВАНТАЖЕННІ

Бобир М.І., Грабовський А.П., Тимошенко О.В., Халімон О.П.
(НТУУ „КПІ”, м.Київ, Україна)

In work is considered damage of structural materials under their elasto-plastic deformation. Results of experimental researches of influence of damage on state of stress for metal specimens of 12X18H10T, D16T, St. 45, BT22, 30XГСА are represented.

В роботі розглядається питання дослідження пошкоджуваності в конструкційних матеріалах при їх пружно-пластичному деформуванні. Приведені результати експериментальних досліджень впливу пошкоджуваності на напружений стан для металевих зразків із 12Х18Н10Т, Д16Т, Сталь 45, ВТ22, 30ХГСА.

Пошкоджуваність конструкційних матеріалів зводиться до розвитку тріщиноутворення і розпушення матеріалу. Тріщиноутворення починається на самих ранніх етапах деформації і зв'язано з ростом існуючих і виникненням нових суб- і мікрodefektів.

На сьогодні актуальними являється питання дослідження кінетики росту пошкоджуваності в конструкційних матеріалах при пружно-пластичному деформуванні для визначення ресурсу роботи того чи іншого обладнання. Механіка пошкоджуваності при

навантаженні була ініційована роботами Л.М. Качанова [1], Ю.М. Работнова [2], і інш. Основні експериментальні і теоретичні результати досліджень в даному напрямку узагальнені в ряді робіт [3-7 і інш.]. Із них можна зробити висновок, що всяке пружно-пластичне навантаження супроводжується мікропошкодженнями у вигляді зародження мікропор і мікротріщин, які в процесі експлуатаційного навантаження підсумовуються і перетворюються у макротріщину. Мікропошкодження впливають на механічні і фізичні характеристики матеріалу і їх можна фіксувати різними методами: зміною швидкості ультразвуку, діелектричних властивостей, світло- і газопроникності, зміною щільності матеріалу, виміром світлової і акустичної емісії. Проте, за допомогою цих методів отримують тільки деякі усереднені дані про кінетику пошкоджуваності в матеріалі при термодинамічному навантаженні.

В роботі пропонується вивчення пошкоджуваності в конструкційних металах методом виміру зміни питомого електроопору робочої зони зразка при його навантаженні. Цей метод дозволяє безперервно в процесі навантаження досліджувати зміну пошкоджуваності в матеріалі при статичних і циклічних навантаженнях. На кафедрі динаміки і міцності машин та опору матеріалів НТУУ „КПІ” розроблені установки, які детально описані в роботах [8, 9] і дозволяють досліджувати пошкоджуваність в металевих зразках за довільними програмами навантаження для лінійного та складного напружених станів за допомогою ПЕОМ. Пошкоджуваність від навантаження в матеріалі – D являється змінною величиною і представляє собою площу дефектів, що приходиться на одиницю поверхні поперечного перерізу площиною, перпендикулярною до лінії прикладання навантаження [1,2, 7-9]

$$D = \frac{F_i - \tilde{F}_i}{F_i}, \quad (1)$$

де F_i – повна геометрична зміна площі мінімального перерізу елементу деталі (зразка), без врахування пошкоджуваності при деформуванні;

$\tilde{F}_i$ – ефективна поточна площа, яка несе навантаження в мінімальному перерізі без врахування різного типу дефектів.

$$\tilde{F}_i \leq F_i - F_D; \quad (2)$$

F_D – площа концентрації мікропошкоджень в мінімальному перерізі.

Ефективний модуль пружності – $\tilde{E}$ та напруження $\tilde{\sigma}$, які діють в матеріалі з урахуванням пошкоджуваності – D виражаються співвідношеннями [7-9]

$$\tilde{E} = \frac{E}{1-D}, \quad (3)$$

$$\tilde{\sigma} = \frac{\sigma}{1-D}, \quad (4)$$

де E, σ – відповідно модуль пружності та напруження в матеріалі без врахування пошкоджуваності в ньому.

Критичне значення пошкоджуваності D_R є постійною характеристикою для матеріалу і умов експлуатації, яка не залежить від режиму (способу) навантаження.

Метою експериментального дослідження кінетики пошкоджуваності в матеріалі являється визначення параметрів моделі пошкоджуваності для створення критеріальних рівнянь, які б враховували процеси накопичення пошкоджень та руйнування (на стадії зародження макротріщин в матеріальній точці).

В роботі [10] пропонується для кількісної оцінки кінетики руйнування параметр поточної зміни питомого електричного опору робочої зони зразка згідно співвідношення:

$$D = \frac{\rho_i - \rho_0}{\rho_0}, \quad (5)$$

де ρ_0 та ρ_i – відповідно початкова та поточна величина питомого електричного опору робочої зони зразка перед та під час деформування.

На рис.1-5 показані криві залежностей величини напружень та пошкоджуваності в залежності від дійсної деформації $\sigma = f(e)$.

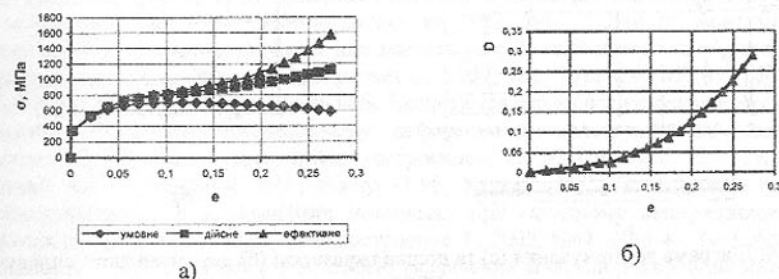


Рис. 1. Діаграма деформування (а) та пошкоджуваності (б) для сталі 45

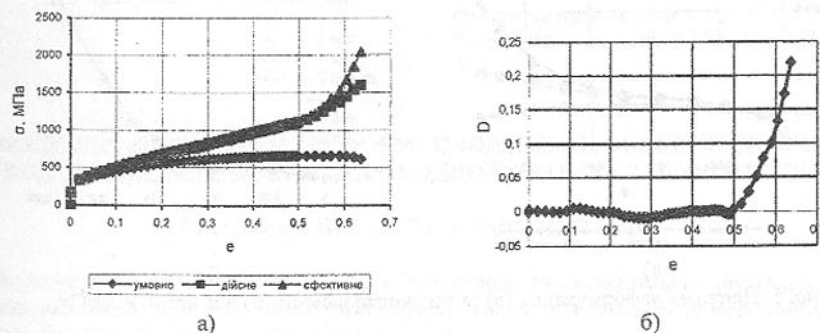


Рис. 2. Діаграма деформування (а) та пошкоджуваності (б) для легированої сталі 12X18H10T

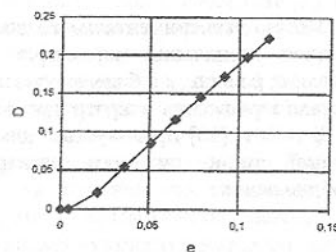
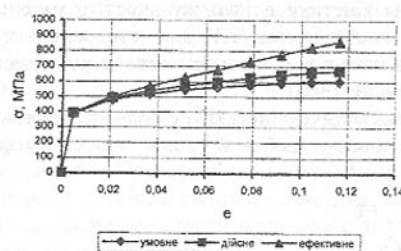


Рис. 3. Діаграма деформування (а) та пошкоджуваності (б) для алюмінієвого сплаву Д16Т

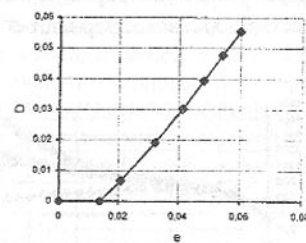
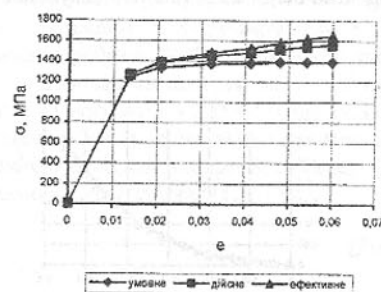


Рис. 4. Діаграма деформування (а) та пошкоджуваності (б) для титанового сплаву BT22

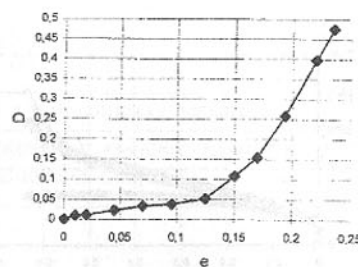
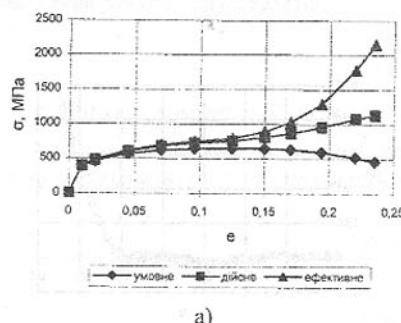


Рис. 5. Діаграма деформування (а) та пошкоджуваності (б) для сталі 30ХГСА

На рис. 1(а)-5(а) показані напруження: умовні, які розраховані за формулою $\sigma_{ум} = \frac{P}{F_0}$, дійсні $\sigma_\delta = \frac{P}{F_i}$, ефективні $\sigma_{ef} = \frac{P}{1-D}$, де P – осьова сила прикладена до зразка

при його деформуванні; e – дійсна деформація зразка $e = \ln(1 + \varepsilon)$; ε – відносна деформація зразка $\varepsilon = \frac{l_i - l_0}{l_0}$; l_0 та l_i – відповідно початкова і поточна деформація.

Аналізуючи криві деформування можна відмітити, що реальна величина напружень з урахуванням пошкоджуваності в зразках різних матеріалів вища до 50% при руйнуванні ніж розрахункова величина $\sigma_{ум}$ і σ_δ . Це вказує на те, що реальні напруження в матеріалі при дії певного навантаження більші від розрахункових і не врахування їх може стати причиною передчасного руйнування елементів конструкцій.

Список літератури: 1. Качанов Л.М. Основы механики разрушения. М.: Наука, 1974, 312с. 2. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966, 752с. 3. Романов А.Н. Разрушение при малоцикловом нагружении. М.: Наука, 1988, 279с. 4. Бобырь Н.И., Мукоиди О.Н. Долговечность конструкционных материалов при сложном малоцикловом нагружении. Проблемы прочности, №3, 1991, с. 13-18. 5. Новожилов В.В., Кашаев Ю.И. Микроразрушения в конструкционных материалах. Л.: Машиностроение, 1990, 223с. 6. Карзов Г.П. и др. Физико-механическое моделирование процессов разрушения. СПб.: Политехника, 1993, 391с. 7. Леметр. Континуальная модель повреждения, используемая для расчета разрушения пластичных материалов. Теоретические основы инженерных расчетов, т.107, №1, 1985 с.90-97. 8. Грабовский А.П., Пономаренко Т.Б., Тимошенко О.В. Экспериментальные исследования накопления повреждений при упругопластичном деформировании конструкционных материалов. //Вестник НТУУ «КПИ», серия «Машиностроение». К. 2001, №40, с. 128-133. 9. Грабовский А.П., Тимошенко О.В., Масло О.М., Халимон О.П. Дослідження кінетики пошкоджуваності в конструкційних матеріалах при складному напруженому стані. //Вестник НТУУ «КПИ», серия Машиностроение. К. 2003, №44, с. 43-47. 10. Бобир М.І., Грабовський А.П., Тимошенко О.В. Спосіб визначення кінетики руйнування матеріалів в процесі їх пружно-пластичного деформування, Патент України №65499А Бюл. №3, 15.03.2004р.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОДЕФОРМАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ МНОГОПРОХОДНОЙ СВАРКЕ СТЫКОВЫХ ШВОВ

Вишняков Н. Е. (ВГТУ, г. Вильнюс, Литва)

The paper presents the modeling features of temperature fields and residual deformations of multi-pass butt-welded thick-walled steel designs. The combined model of heat source for three-dimensional thermal-stress analysis is given.

ВВЕДЕНИЕ: Проектируя и производя конструкции, свариваемые многослойными швами важно знать термические циклы при сварке и предвидеть деформации конструкций, так как термодинамические процессы, возможные структурные и фазовые превращения металлов в процессе сварки определяют технологическую прочность шва и зоны термического влияния (ЗТВ) и другие эксплуатационные свойства сварных кон-

струкций. Для уменьшения деформаций и во избежание перегрева металла околошовной зоны требуется тщательно подбирать методы и оптимизировать режимы сварки с максимальной концентрацией тепловой энергии, при этом можно использовать методы компьютерного моделирования. Вопросам моделирования температурных полей и напряженно-деформационного состояния сварных конструкций посвящено много работ [1 – 6]. Однако на практике решая 3-D задачу для конкретного случая сварки методом конечных элементов (МКЭ) и используя известные модели источников тепла очень сложно добиться сходимости решения. Поэтому отдельные аспекты решения данной задачи, особенно для случаев сварки концентрированными источниками тепла, требуют дальнейшей проработки.

Объект исследования: Объектом моделирования и экспериментов выбран часто встречающийся на практике образец стыкового многослойного сварного соединения из конструкционной углеродистой стали (использовались две пластины 145х365х18 мм из стали Ст3 с подготовленными кромками). Сварка опытного образца выполнена становящейся все популярней полуавтоматической сваркой самозащитной проволокой: сварочная проволока NR-400 Ø 2.0 мм, сварочный ток – 155 А, напряжение дуги – 20 В, обратная полярность, скорость сварки – 10м/ч, количество проходов – 4.

Моделирование температурных полей при сварке самозащитной проволокой

Распределение температуры в свариваемом образце вычислялось методом МКЭ, применяя программный пакет “ANSYS”. Применительно к сварке решается нелинейная нестационарная задача теплопроводности. В расчетах учитываются изменения теплофизических и механических свойств материала в зависимости от температуры и структурных превращений. Для создания объемной модели свариваемого образца использовались трехмерные восьмиузловые элементы. Принципиальным вопросом при моделировании является точное представление ввода тепла в металл. Чаще всего применяемой на практике моделью является поверхностный источник с распределением по Гауссу [2, 4]. Однако применяя на практике эту модель для высококонцентрированных источников тепла часто трудно добиться сходимости решения и достоверных результатов. Поэтому в данной работе используется комбинированная модель движущегося источника тепла. Часть теплоты вводится в область имитирующую сварочную ванну, задавая постоянную температуру плавления металла 1808°K. Оставшаяся часть теплоты вводится в околошовную зону, учитывая площадь пятна нагрева, используя распределение тепловой мощности по Гауссу. Принятые определения и допущения: данная сталь – изотропный материал с изменяющимися в зависимости от температуры свойствами; передача тепловой энергии осуществляется теплопроводностью, конвекцией и радиацией.

Таблица 1 - Свойства стали, используемые для решения задачи теплопроводности

Эффективный кпд нагрева	Теплопроводность	Коэффициент конвективной теплоотдачи	Коэффициент черноты поверхности	Константа Стефана-Больцмана	Температура среды	Плотность	Теплоемкость
η	$K, \text{Вт/м}\cdot\text{К}$	$h, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	ε	$\sigma, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}^4$	$T_0, \text{К}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{Дж/кг}\cdot\text{К}$
0,8	30–55	30–64	0,6–0,9	$5,67\text{e}-8$	293	7600–7900	470–700

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОУПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ОБРАЗЦА ПРИ СВАРКЕ: Применительно к процессам сварки последовательно после решения нелинейной нестационарной задачи теплопроводности решается физически нелинейная задача теории пластичности. Принятые определения и допущения: данная сталь – изотропный, упругопластичный материал с изменяющимися в зависимости от температуры свойствами; материал обладает нелинейной зависимостью между деформациями и напряжением.

Задача механики деформируемого тела методом конечных элементов решается приростами. Наблюдаемые в процессе сварки деформации представляются в виде суммы упругой и пластической частей. Пластическое течение материала, характеризующееся необратимыми деформациями, начинается только тогда, когда напряжения удовлетворяют критерию текучести, это соответствует условиям пластического течения Мизеса.

Таблица 2 - Свойства стали, используемые для решения задачи термоупруго-пластического деформирования

Модуль упругости	Модуль сдвига	Предел текучести	Предел прочности	Коэффициент Пуассона	Коэффициент линейного расширения
$E, \text{ГПа}$	$G, \text{ГПа}$	$R_{0,2}, \text{МПа}$	$R_m, \text{МПа}$	ν	$\alpha, 1/\text{К}$
99–194	62–82	100–250	110–490	0,3	$1,24\text{e}-5-1,38\text{e}-5$

ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ЦИКЛОВ И ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ: Измерения температуры в 4 контрольных точках образца во время сварки выполнялись при помощи термопар и компьютерного регистрирующего устройства DAD 1011с. Измерения перемещений (прогиб вдоль и поперек шва) в отдельных точках конструкции производились после каждого прохода полностью остывнув сварной конструкции. Для измерений на стенде использовалась нанесенная на поверхность свариваемых пластин координатная сетка и набор часовых индикаторов.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ И ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ОБРАЗЦА: Результаты расчета распределения температур в свариваемом образце при многопроходной сварке стыковых швов представлены на рисунке 1. Ширина зоны ЗТВ (температура выше 1000°K) справа от сварного шва (по направлению сварки) составляет около 4 мм.

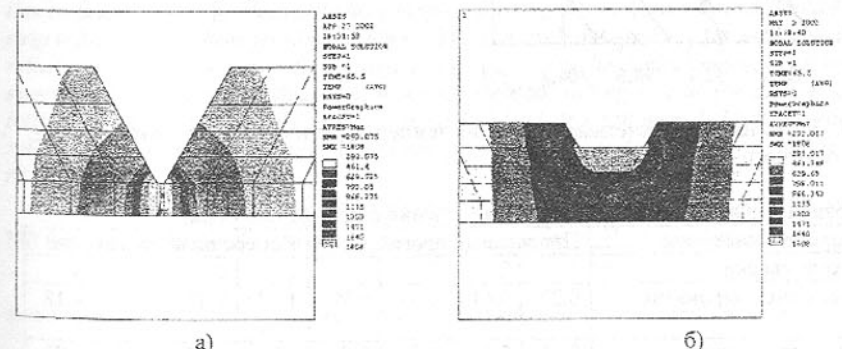


Рис. 1. Распределение температур в образце во время сварки (поперечный разрез, время сварки $t=65,5$ сек): а – первый проход, б – третий проход

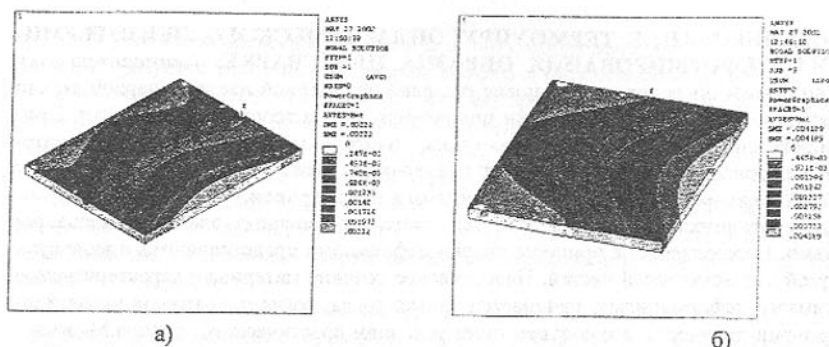


Рис. 2. Остаточные перемещения образца. Общий вид: а – второй проход, б – четвертый проход

Результаты расчета остаточных перемещений конструкции представлены на рисунке 2. Наибольшие значения остаточных перемещений достигают: продольный прогиб – 0,94 мм, поперечный прогиб – 4,18 мм.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ ТЕМПЕРАТУР И ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ: С помощью термопар измеренные в процессе сварки изменения температуры в отдельных точках свариваемого опытного образца подтверждают точность результатов решения задачи теплопроводности методом конечных элементов (см. рисунок 3). Разница результатов не превышала 5-10%. На стенде были измерены величины продольного и поперечного прогиба свариваемого образца. Методом МКЭ полученные результаты остаточных перемещений модели опытного образца близки индикаторами измеренным значениям перемещений свариваемого опытного образца после сварки каждого из проходов (см. Таблицу 3). Разница результатов не превышала 10%.

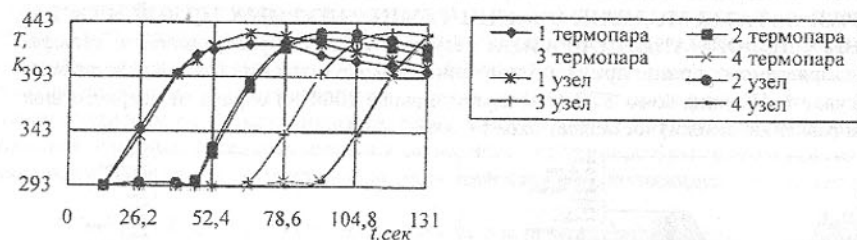


Рис. 3. Реальные и расчетные изменения температуры в отдельных точках свариваемого опытного образца

Таблица 3 - Основные остаточные перемещения свариваемого образца

Типы перемещений	Продольный прогиб, мм				Поперечный прогиб, мм			
№ прохода сварки	1	2	3	4	1	2	3	4
Результаты моделирования МКЭ	0.27	0.41	0.63	0.90	1.77	2.22	3.00	4.18
Результаты измерений	0.31	0.46	0.65	0.94	1.76	2.25	3.25	3.82

ВЫВОДЫ: Использование комбинированной модели модели дуги и методика расчета МКЭ может служить для достаточно точных расчетов температурных полей, определения размеров зоны термического влияния от теплового воздействия дуги, дальнейшего прогнозирования и уменьшения остаточных деформаций свариваемых концентрированными источниками тепла стальных конструкций, а также оптимизации режимов сварки. Разница между результатами расчетов методом МКЭ и результатами измерений температурных полей и остаточных перемещений после каждого прохода в отдельных точках свариваемого образца не превышала 10 %.

Список литературы: 1. Киселев А.С. Современные аспекты компьютерного моделирования тепловых, деформационных процессов и структурообразования при сварке и сопутствующих технологиях // Сварочное производство, № 10, 1998, с. 17–24. 2. Медведев С.В. Компьютерное моделирование остаточных сварочных деформаций при технологическом проектировании сварных конструкций // Сварочное производство, № 8, 2001, с. 10–17. 3. Luo Y., Ishiyama M., Murakawa H. Welding Deformation of Plates with Longitudinal Curvature // Trans. of JWRI, 1999, Vol. 28, № 2, p. 97–106. 4. Jang G.B., Kim H.K. The Effects of Root Opening on Mechanical Properties, Deformation and Residual Stress of Weldments // Welding Research Supplement, 2001, p. 80–89. 5. Dong P., Hong J.K. Analysis of Residual Stresses in Al-Li Repair Welds and Mitigation Techniques // Welding Research Supplement, 1998, p. 439–445. 6. Horst H., Wodara J. Innovations in Welding Technology in 2001 // Welding and Cutting, 2002, p. 132–148.

Сдано в редакцию 15.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОДУКЦИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ С НЕСТАБИЛЬНЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ НА ПРИМЕРЕ ХОЛОДНОКАТАНОГО ПОЛОСОВОГО ПРОКАТА

Гладчук Е.А. (ДонГУЭТ им. М. Туган-Барановского, г. Донецк, Украина)

There are the purpose and the research problem of the unstable executive organ discrete action technical system production indices purpose forming. The scheme of the the cold broad-strip rolled metal indices forming is given. There is the bond graph of the cold broad-strip rolled metal indices forming. The generalized function of technological process automatized system control managing influence is given for the cold rolling-mill as the discrete action technical system. There are the results of the cold broad-strip rolling-mill 1700 experimental rolling. The research results conclusions are given. There is to formulate a direction of the receipt results use directions.

Параметры холоднокатаного полосового проката нормируются [1] по: твердости НВ без термической обработки; пределу текучести $\sigma_T, \frac{H}{мм^2}$; временному сопротивлению разрыву $\sigma_s, \frac{H}{мм^2}$; относительному удлинению $\delta_s, \%$; относительному сужению поперечного сечения ψ ; работе удара KV при 20°C, Дж; шероховатости по-

верхности R_a , мм $\cdot 10^{-3}$. Использование целенаправленного неравенства краевых условий взаимодействия полосы и рабочих валков позволяет создавать несимметричность структуры полосового проката по толщине [2]: центральные слои материала получают более мелкое зерно, чем поверхностные. В результате, автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП) прокатного стана получает возможность реализации управляющего воздействия на такие параметры полосового проката, как твердость HB, предел текучести σ_T , временное сопротивление разрыву σ_B , относительное удлинение δ_s , относительное сужение поперечного сечения ψ и работа удара KV при 20°C [3]. Однако постоянное изменение параметров шероховатости валковой группы вследствие износа в процессе холодной прокатки и наличие смазки в зоне контакта рабочего валка с поверхностью холоднокатаного полосового проката приводят к искажению передачи микрорельефа рабочим валком на поверхность холоднокатаного полосового проката. Это и определяет низкую эффективность АСУ ТП стана холодной прокатки в плане реализации управляющего воздействия на шероховатость поверхностей холоднокатаного полосового проката в режиме непосредственного автоматического управления.

Цель исследования – расширение управляющих возможностей АСУ ТП стана холодной прокатки при воздействии на параметры холоднокатаного полосового проката путем выработки и реализации оперативного управляющего воздействия на прокат в режиме непосредственного автоматического управления.

Задача исследования – получение и проверка в промышленных условиях обобщенной функции управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП стана холодной прокатки, обеспечивающей формирование показателей холоднокатаного полосового проката в режиме непосредственного автоматического управления.

Стан холодной прокатки представляет собой техническую систему дискретного действия, особенностью которой является неустойчивость геометрических характеристик исполнительного органа. Параметры холоднокатаного полосового проката $\Sigma Y = \{y_1, \dots, y_n\}$ (где $n \geq 1$ – количество весовых параметров) формируются как результат (рис. 1):

$\Sigma X = \{x_1, \dots, x_n\}$ – исходного состояния стана холодной прокатки в соответствии с используемой схемой прокатки;

$\Sigma F = \{f_1, \dots, f_n\}$ – сопротивления пластической деформации в конкретных условиях процесса холодной прокатки;

$\Sigma O = \{o_0, \dots, o_i\}$ – однозначных конечных параметров состояния холоднокатаного полосового проката, где $i \geq 0$ – количество состояний холоднокатаного полосового проката ($i = 0$ до начала холодной прокатки, $i \geq 1$ – в конкретном пропуске);

$\Sigma U^i = \{u_1^i, \dots, u_n^i\}$ – переходного процесса при конкретных условиях холодной прокатки;

$\Sigma Q = \{q_1^i, \dots, q_n^i\}$ – состояние валковой группы при конкретных условиях холодной прокатки.

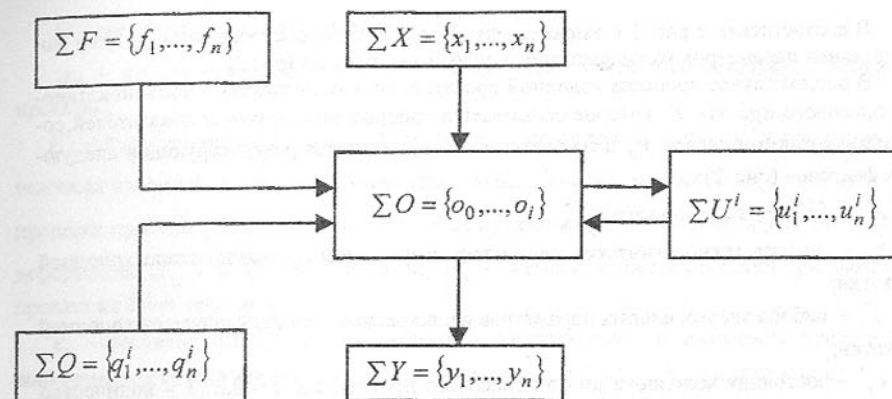


Рис. 1. Схема формирования параметров холоднокатаного полосового проката.

Тогда параметры холоднокатанного полосового проката (рис. 1) в общем виде могут быть описаны как

$$\Sigma Y = \Sigma O, \quad (1)$$

или

$$\Sigma Y = \begin{cases} \Sigma X; \\ \Sigma F; \\ \Sigma Q; \\ \Sigma E^i - \Sigma(\Sigma X + \Sigma U^i); \\ \Sigma U^i - \Sigma(\Sigma E^i + \Sigma F + \Sigma Q), \end{cases} \quad (2)$$

где ΣE^i – преобразование состояния холоднокатаного полосового проката в режиме непосредственного автоматического управления.

Так как, исходное состояние стана холодной прокатки в соответствии с используемой схемой прокатки ΣX , сопротивление пластической деформации в процессе холодной прокатки ΣF и состояние валковой группы ΣQ при конкретных условиях процесса холодной прокатки можно описать в виде фиксированных констант, обобщенная функция управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП стана холодной прокатки может быть представлена в виде

$$f^{(nW)} = \begin{cases} \Sigma E^i - \Sigma(\Sigma X + \Sigma U^i); \\ \Sigma U^i - \Sigma(\Sigma E^i + \Sigma F + \Sigma Q), \end{cases} \quad (3)$$

В соответствии с рис. 1 и выражением (3) может быть построен связной граф формирования параметров холоднокатаного полосового проката (рис. 2).

В общем случае процесса холодной прокатки, состояние готового холоднокатаного полосового проката Y , которое описывается набором нормируемых показателей состояния готового проката y_n в соответствии с [4], является результирующей следующих факторов (рис. 2):

X, F, U^i, Q – смотри выше;

x_n – набора технологических параметров в исходном состоянии стана холодной прокатки;

f_n – набора энергосиловых параметров в конкретных условиях процесса холодной прокатки;

o_i – состояния холоднокатаного полосового проката, где $i = 0, \dots, 3$ – количество состояний проката в процессе прокатки: o_0 – до начала процесса прокатки, o_1 – в начале процесса прокатки при заполнении очага деформации, o_2 – в процессе прокатки, o_3 – в конце процесса прокатки при выходе из очага деформации;

U^1 – в начале процесса прокатки при заполнении прокатом очага деформации, U^2 – в процессе прокатки, U^3 – в конце процесса прокатки при выходе проката из очага деформации (где $i = 1, \dots, 3$ – смотри выше);

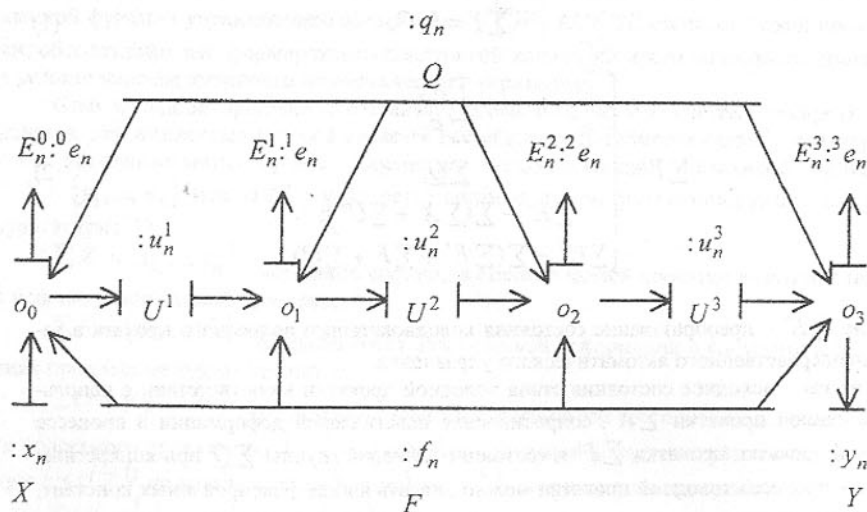


Рис. 2. Связной граф формирования параметров холоднокатаного полосового проката.

u_n^i – набора энергосиловых и временных параметров переходного процесса при конкретных условиях холодной прокатки;

Q – состояния валковой группы;

q_n – набора параметров валковой группы при конкретных условиях холодной прокатки;

E_n^i – преобразования состояния холоднокатаного полосового проката в конкретных условиях процесса холодной прокатки (где $i = 0, \dots, 3$ – смотри выше): E_n^0 – до начала процесса прокатки, E_n^1 – в начале процесса прокатки при заполнении прокатом очага деформации, E_n^2 – в процессе прокатки, E_n^3 – в конце процесса прокатки при выходе проката из очага деформации;

$i e_n$ – соответственного набора параметров холоднокатаного полосового проката в конкретных условиях процесса холодной прокатки (где $i = 0, \dots, 3$ – смотри выше);

$n \geq 1$ – количество весовых параметров.

В соответствии со связным графом формирования показателей широкополосного проката (рис. 2), как продукции технической системы дискретного действия, обобщенная функция управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП стана холодной прокатки (3) приобретает вид

$$f^{(nW)} = \begin{cases} \sum E^1 - \sum (\sum X + \sum U^1) \\ \sum U^1 - \sum (\sum E^1 + \sum F + \sum Q) \\ \sum E^2 - \sum (\sum X + \sum U^2) \\ \sum U^2 - \sum (\sum E^2 + \sum F + \sum Q) \\ \sum E^3 - \sum (\sum X + \sum U^3) \\ \sum U^3 - \sum (\sum E^3 + \sum F + \sum Q) \end{cases} \quad (4)$$

Таким образом, формирование параметров холоднокатаного полосового проката в режиме непосредственного автоматического управления АСУ ТП стана холодной прокатки сводится к прогнозированию в реальном масштабе времени состояния холоднокатаного полосового проката в соответствии с обобщенной функцией управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП стана холодной прокатки (4) при переходном процессе в конкретных условиях холодной прокатки.

Формирования показателей холоднокатаного полосового проката с использованием положений (4) было выполнено для случая холодной прокатки полосы 0,5 x 1030 мм из стали 08 кп в условиях промышленного стана холодной прокатки 1700. Результаты представлены на рис. 3. В соответствии с требованиями [4], оценка показателей холоднокатаного полосового проката осуществлялась по: твердости НВ (рис. 3 а); вре-

менному сопротивлению разрыву σ_e , $\frac{H}{\text{мм}}$ (рис. 3 б); относительному удлинению

$\delta_s, \%$ (рис. 3 в); шероховатости поверхности $R_a, \text{мм} \cdot 10^{-3}$ (рис. 3 г).

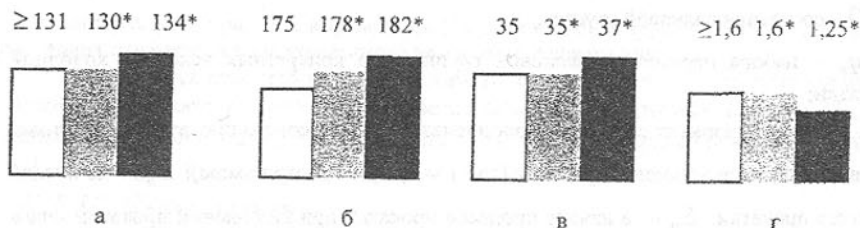


Рис. 3. Параметры холоднокатаного полосового проката 0,5 x 1030 мм из стали 08 кп.
 * - усредненные величины.

Рис. 3. Параметры холоднокатаного полосового проката 0,5 x 1030 мм из стали 08 кп.

Сравнение показателей холоднокатаного полосового проката [1] и проката, прокатанного по типовой схеме прокатки и при формировании параметров, показало в, последнем случае, улучшение, в среднем, механических свойств на 4,0 %, а параметра шероховатости поверхности на 20,1 %. При этом: увеличение твердости НВ без термической обработки на 2,2 %; рост временного сопротивления разрыву σ_e на 4,1 %; повышение величины относительного удлинения δ_s на 5,7 %.

Таким образом, использование обобщенной функции управляющего воздействия $f^{(nW)}$ АСУ ТП стана холодной прокатки в виде выражения (4) предоставляет возможность в расширении управляющих возможностей АСУ ТП стана холодной прокатки в формировании показателей холоднокатаного полосового проката при реализации оперативного управляющего воздействия в режиме непосредственного автоматического управления в реальном масштабе времени.

Список литературы: 1. ГОСТ 1577-93 Прокат толстолистовой и широкополосный из конструкционной стали. Технические условия. – К.: Госстандарт Украины, 1999. – 26 с. 2. Горелик В.С., Клименко И.В. Классификация и анализ процессов листовой прокатки с асимметричным очагом деформации // Металлы. – 1997. – № 3. – С. 38 – 48. 3. Гладчук Е.А. Целевое формирование показателей продукции технической системы дискретного действия на примере широкополосного проката. В сб. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 27. – С. 65 – 70.

Слано в редакцию 03.06.04
 Рекомендовано д.т.н., проф. Минаев А.А.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СИЛ ШЛИФОВАНИЯ ПРИРОДНОГО КАМНЯ

Горобец И.А., Михайлов А.Н., Голубов П.В. (ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

The grinding of a rock is accompanied by occurrence (appearance) of cuttings forces. The place of application of cuttings forces of varies in time and space. For measurement of cuttings forces the design of the special device and scheme of experiments realization is designed.

Постановка проблемы и связь с важными практическими задачами: Природный камень, на протяжении многовековой истории человечества, продолжает занимать одно из важных мест в развитии цивилизации, являясь важнейшим материалом, используемым в строительстве, архитектуре, химической промышленности, металлургии машиностроении. Для этих целей используются: гранит, базальт, лабрадорит, сиенит, габбро, диабаз, мрамор, известняки, песчаники и другие материалы.

К началу третьего тысячелетия промышленность облицовочного камня вышла на уровень добычи блочного сырья в 54 млн. т, что эквивалентно 595 млн. м² приведенных плит толщиной 20 мм [1]. В настоящее время лидерами добычи и переработки природного камня являются: Китай (9 млн.т), Италия (8,25 млн.т), Испания (5 млн.т), Индия (4,6 млн.т), Португалия (2,35 млн.т) [1]. Благодаря своим свойствам и потребительским качествам уровень потребления природного камня возрастает, что приводит к необходимости повышения уровня добычи. Так к 2025 году прогнозируется в 5 раз увеличить уровень мировой добычи блочного камня, доведя его до 298 млн.т [1]. Такой прогноз накладывает свои особенности и на темпы развития добычи и переработки природного камня в Украине. Современный уровень добычи природного камня из украинских месторождений составляет порядка 0,42 млн.т [2]. В настоящее время в Украине разведано более 300 месторождений природного облицовочного камня, успешно работают более 800 камнеобрабатывающих предприятий. Доход Украины от внешнеэкономической деятельности добывающих предприятий при реализации минералов и сырья может быть значительно увеличен за счет продаж не только сырья, но и готовых изделий. Однако, одним из актуальных вопросов при реализации такого направления производственной деятельности, является повышение производительности и снижение стоимости готовых изделий из камня.

Особенности технологии обработки заготовок из камня: Особенностью технологии обработки заготовок из камня является наличие ряда стадий обработки, к ним относится резка на мерные плиты, многократное шлифование поверхности, полирование. Одним из трудоемких процессов обработки камня является шлифование, состоящее из десятков проходов [3,4], после чего обработанную поверхность камня подвергают полированию. Операция шлифования поверхности камня является продолжительной по времени в общем цикле обработки изделия.

Поверхностный слой заготовки из камня после предварительной обработки (позреки на мерные плиты) имеет неровности, вызванные изменениями макрогеометрии формы (выпуклость, вогнутость и т.д.), волнистостью и шероховатостью. Величина макрогеометрических неровностей на пиленном блоке природного камня достигает от 0,5 мм до 3-5 мм [3,4,5]. Характер и величина неровностей обрабатываемого поверхностного слоя заготовки оказывает влияние на: производительность и стоимость процесса механической обработки, динамические характеристики технологического процесса обработки (шлифования, полирования), интенсивность износа дорогостоящего режу-

шего инструмента, выбор параметров и режимов обработки (скорости резания, подачи, припуска на обработку, количество проходов и т.п.), качество обработанной поверхности материала.

Особенностью формирования величины снимаемого хрупкого и хрупко-пластического слоя материала из камня является и появление при обработке дефектного слоя, состоящего из микротрещин поверхности [6,7]. Микротрещины, образуемые при обработке большинством из активных зерен алмазного абразивного инструмента, распространяются как в сторону вектора скорости главного движения, что способствует отделению слоя материала, так и вглубь заготовки. Распространение микротрещин при механической обработке поверхностного слоя камня формирует дополнительно к макро и микронеровностям дефектный слой, который снижает эксплуатационные и потребительские свойства изделия.

Критический анализ последних исследований и публикаций: Вопросам шлифования изделий из хрупкого материала посвящены работы [3-10]. В работе [6,] приведены модели дефектного слоя при шлифовании технических стёкол и ситалов, методики расчета операционных припусков и построения рационального технологического процесса, исследования влияния температурного фактора на энергоёмкость процесса резания с учетом особенностей обработки, отсутствия дефектного слоя поверхности заготовки и механизмов появления микротрещин при механической обработке.

Исследования работ [8-9] посвящены вопросам особенностей шлифования технической керамики. Авторы этих работ исследуют рациональные режимы работы абразивного инструмента, влияния параметров связки, зернистости, дефектного слоя (сколов, растрескиваний, потемнений поверхности) на качество поверхности и производительность технологического процесса.

Особенности технологического процесса обработки изделий из камня приведены в [3,4,5]. Авторы исследуют особенности всего технологического цикла обработки изделия (от заготовительных и до финишных операций), особенности конструкций технологического оборудования и оснастки. Исследуются вопросы формирования нагрузки на единичном алмазном зерне, основные закономерности резания камня при различных методах обработки, определяются оптимальная скорость подачи при шлифовании с учетом себестоимости изготовления изделия.

Вопросы, связанные с выбором оптимальных параметров динамических систем шлифования, рациональных структур технологического процесса шлифования природного камня, методов управления технологическим процессом и качеством обработки поверхностей и в настоящее время остаются в полной мере не изученными. Следовательно, проведение дополнительных исследований, одной из составляющих которых являются экспериментальные исследования динамически изменяемых параметров шлифования поверхностного слоя заготовки из камня являются актуальными.

Вопросам, посвященным экспериментальным исследованиям динамических систем в технологических процессах работы машин посвящены работы [10-15]. В работе [10] разработана конструкция тензометрического стенда на базе фрезерного станка с ЧПУ модели 6Р11МФ3-1 с тензодатчиком в виде восьмиугольного кольца. Такой стенд использовался авторами для исследования усилий абразивной обработки небольшого бруска материала. Для измерения усилий шлифования при абразивной обработке плиты природного камня конструкция разработанного стенда не пригодна.

Измерению усилий резания при шлифовании природного камня посвящена и работа [11], в которой для измерения составляющих силы резания используются тензобалочки, контактирующие одной стороной со шпинделем установки, и жестко закреплен-

ной второй стороной в корпусе устройства. Взаимноперпендикулярная схема установки тензобалочек позволяла фиксировать составляющие усилия шлифования. Такая схема конструкции тензометрического устройства не позволит с минимальной погрешностью определять мгновенные составляющие сил шлифования.

Определением усилия резания при точении заготовок резцом посвящена работа [12]. Для экспериментальных исследований усилий резания авторы разработали специальную конструкцию из трех тензобалочек, взаимодействующих с державкой резца. Конструкция позволяла измерять мгновенные силы резания при точении, но для измерения усилий абразивной обработки такая схема конструкции не пригодна.

Измерениям усилий резания при токарной и фрезерной обработке материала посвящены работы [13-15]. В них силоприемное устройство представляет собой втулку, наружная поверхность которой располагается в расточке корпуса обрабатываемого станка. В проточках датчика располагаются тензорезисторы. Одним из недостатков такого устройства является необходимость дополнительной механической обработки корпуса станка для установки силоприемного устройства, что не всегда выполнимо.

Известна конструкция трехкомпонентного тензометрического устройства [16] для измерения усилий на небольшой площадке поверхности исполнительного устройства. Тензометрический датчик состоит из сочетания П-образных рам, определенным образом связанных между собой. На поверхностях П-образных рам датчика располагаются тензорезисторы. Недостатком конструкции датчика является его сложность, трудность в изготовлении и отсутствие возможности использования для измерительного устройства при шлифовании каменного блока.

Цели и задачи исследований: Целью статьи является разработка основных принципов проведения комплексных экспериментальных исследований процесса шлифования изделий из камня.

Для реализации цели, согласно разработанной методики проведения эксперимента [17], необходимо решение ряда задач:

- Разработать схему конструкции тензометрического устройства, позволяющего производить замеры мгновенных составляющих усилий шлифования;
- Предусмотреть в конструкции тензометрического устройства измерение податливости системы заготовка-приспособление;
- Разработать схему измерений.

Выбор измеряемых величин: В соответствии с разработанной методикой проведения экспериментальных исследований [16] в качестве измеряемых и контролируемых величин приняты:

- Входные величины: режимы резания, характеризующиеся скоростью главного движения V , скоростью подачи V_n , давлением инструмента P_n ; параметры абразива инструмента H_a ; характеристики хрупко-пластического состояния материала χ и топографии обрабатываемого поверхностного слоя заготовки A (величина макронеровностей).
- Выходные величины: составляющие усилия резания P_x, P_y, P_z , параметры трещиноватости обработанной поверхности заготовки h_n , деформация элементов СПИД (приспособления ξ_{np} и инструмента ξ_n).

Тензометрическое устройство для исследования сил резания: Для проведения точных тензометрических исследований характера и величины динамически изменяющихся усилий резания был спроектирован и изготовлен специальный тензометрический стол.

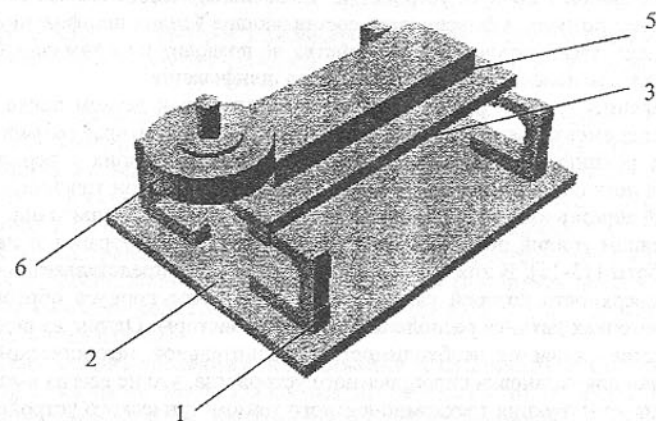


Рис. 1. Схема конструкции тензометрического стола

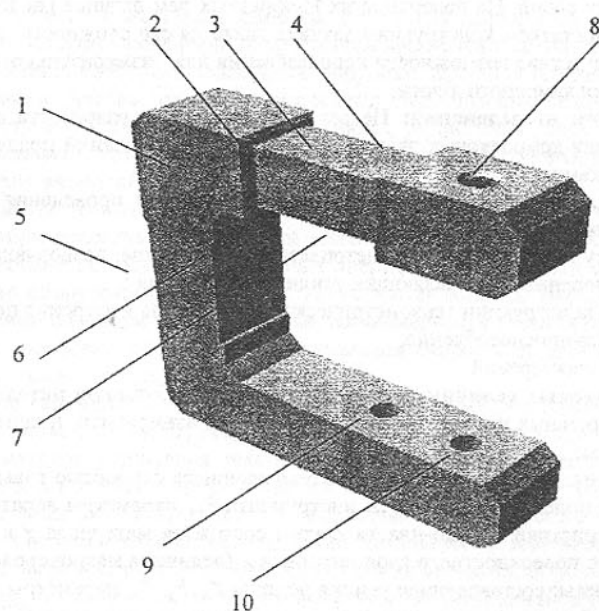


Рис. 2. Схема конструкции С-образного тензометрического трехкомпонентного датчика силы

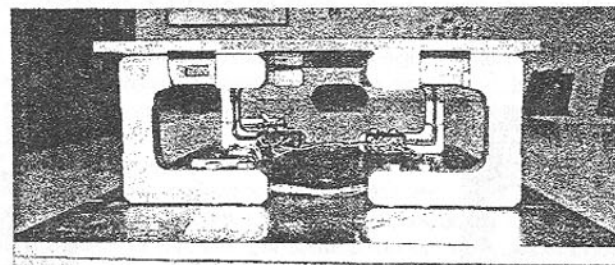


Рис. 3. Вид тензометрического стола с С-образными датчиками силы

Устройство состоит из четырех С-образных тензометрических датчиков силы [18,19], установленных на основании 2 и жестко связанных с плитой 3, рис.1. Между основанием 2 и плитой 3 установлено специальное устройство 4 для измерения податливости конструкции тензометрического стола [20]. На плите 3 закреплена заготовка 5, обрабатываемая шлифовальной головкой 6.

Конструкция трехкомпонентных С-образных тензометрических датчиков силы 1, рис.2,3, предусматривает шесть пазов 2-7, для размещения в них комплекта тензорезисторов.

Крепление С-образного датчика силы к основанию и плите тензометрического стола осуществляется при помощи болтового соединения. Для этого в конструкции датчика силы предусмотрены три отверстия 8,9,10.

Тензорезисторы, расположенные в пазах 2,3,4,7 соединены по полумостовой схеме, а тензорезисторы, установленные в пазах 5,6 – по дифференциальной схеме соединения. Такая схема соединения тензорезисторов позволяет осуществить независимый и безыскаженный съем трех компонент внешнего усилия. Паличие взаимных влияний измеряемых сил исключено за счет использования специфической конструкции С-образного датчика силы и схемы соединения его тензорезисторов. Исследования параметров конструкции в программной среде «ANSYS» [21] на стадии проектирования устройства подтвердили корректность работы разработанной конструкции трехкомпонентных датчиков силы, рис.4, 5.

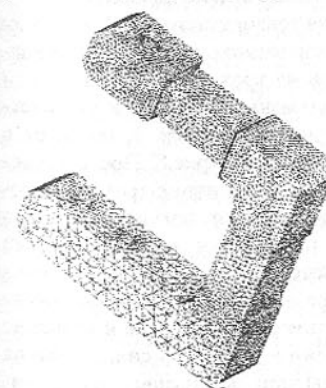


Рис. 4. Вид модели датчика в среде «ANSYS»

Устройство для измерения податливости конструкции тензометрического стола, рис.6,7, представляет собой основание 1 с упругим элементом 2, на котором наклеены тензорезисторы 3,4. Упругий элемент контактирует с конусом 5 ползуна 6, подвижно установленного в основании 1. Ползун 6 снабжен наконечником 7, который связан с плитой тензометрического стола. Деформации тензометрического стола (под действием сил резания) через наконечник 7, ползун 6, конус 5 передаются на упругий элемент 2. Упругие деформации элемента 2 трансформируются в изменения сопротивления тензорезисторов 3,4, которые соединены по полумостовой схеме. Возврат ползуна 6 в исходное положение

осуществляется пружиной 8.

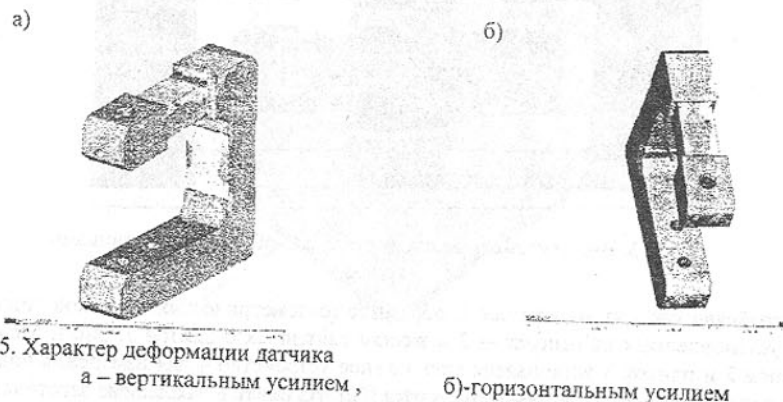


Рис. 5. Характер деформации датчика
а – вертикальным усилием,

б)–горизонтальным усилием

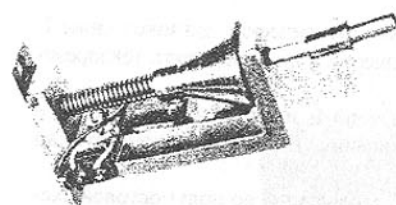


Рис. 6. Вид устройства для измерения податливости конструкции тензометрического стола

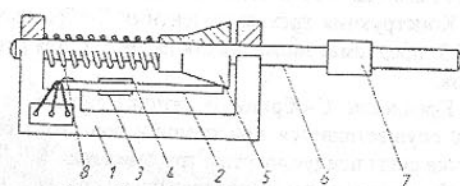


Рис. 7. Схема конструкции устройства для измерения податливости конструкции тензометрического стола

Для предотвращения попадания пыли и влаги, случайных механических воздействий, не связанных с процессом шлифования заготовок, конструкцией тензометрического устройства предусмотрен закрывающий чувствительные элементы кожух.

Измерение сил резания: Электрические соединения тензорезисторов С-образных датчиков силы тензометрического стола выполнены на основании суммирования общего изменения сопротивлений тензорезисторов по каждой из трех компонент внешней силы резания. Сигнал, снимаемый с тензорезисторов С-образных датчиков и устройства для измерения податливости конструкции тензометрического стола 1, подается в усилительно-преобразовательное аналого-цифровое устройство 2, рис.8. После усиления сигнала и преобразования его в цифровой вид, данные о величине трех взаимноперпендикулярных усилий обработки заготовки и податливости тензометрического стола передаются в персональный компьютер 3. В персональном компьютере производится необходимая статистическая обработка и хранение результатов данных о силах резания системы при реализации технологического процесса обработки заготовок шлифованием.

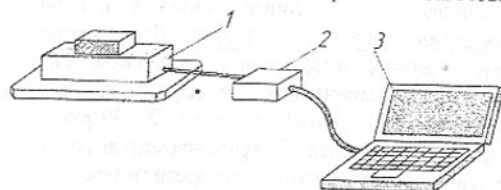


Рис. 8. Схема измерений

С-образные датчики силы и

устройство для измерения податливости конструкции герметично установлены внутри тензометрического стола. Это позволяет использовать спроектированное устройство для измерения усилий резания при шлифовании поверхностного слоя заготовок из камня с использованием смазывающе-охлаждающей жидкости. Влияние механических воздействий и абразивной пыли на измерительные устройства тензометрического стола также исключены.

Выводы и перспективы развития разработок: Испытания тензометрического стола показали его работоспособность и удовлетворительную работу при измерениях динамически изменяющихся усилий абразивной обработки заготовок из камня. Разработки могут использоваться для как для проведения научных исследований характера сил резания при механической обработке хрупких, дорогостоящих и труднообрабатываемых изделий. Это позволяет определить направления и тенденции дальнейшего повышения эффективности технологических процессов механической обработки поверхностей заготовок. Одним из направлений использования разработок является использование тензометрического стола в качестве сенсорного устройства при проектировании нового высокопроизводительного мехатронного металлорежущего оборудования на базе адаптивных систем управления.

Список литературы: 1. Сычев Ю.И. Достижения и перспективы технологического прогресса в промышленности облицовочного камня // Горный журнал – М.: Наука, №3, 2001.- С.3-5. 2. Ткач В.Р., Гапичкий В.И. Проблемы развития добычи и переработки природного камня на предприятиях компании «МКК-Холдинг» // Горный журнал – М.: Наука, №11, 1999.- С.10-12. 3. Добыча и обработка природного камня: Справочник/ Под общ. Ред. А.Г.Смирнова – М.: Недра, 1990 –445с. 4. Варданян К.С. Современные камнеобрабатывающие станки и поточные линии.- «Айастан», Ереван, 1975.- 226с. 5. Орлов А.М. Добыча и обработка природного камня.- М.: Наука, 1977.- 350с. 6. Калафатова Л.П. Технологические основы повышения эффективности обработки и обеспечения качества изделий из технических стекол и ситалов. Автореферат на соискание ученой степени докт. техн. наук – Харьков – 2001.-37с. 7. Польшаков В.И. Теоретичні і практичні основи високопродуктивного торцевого шліфування важкооброблюваних матеріалів. – Автореферат дис. па здобуття вченого ступеня докт. техн. наук. – Київ, 1998.-33с. 8. Гусев В.В., Молчанов А.Д. Математическая модель формирования шероховатости поверхности конструкционной керамики при алмазном шлифовании.- Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2002. Вып. 19. – С. 50 – 57. 9. Алмазная обработка технической керамики. Д.В.Ваксер, В.А.Иванов, И.В.Никитков, В.Б.Рабинович – Ленинград: Машиностроение, 1976.- 160с. 10. Стенд для исследования процессов шлифования материалов// Орап А.А., Сухобрус А.А., Мельник В.А., Звонкова Е.И., Сирота С.П. – Сверхтвердые материалы, 1994, №3.- С.51-54. 11. Александров В.А. Обработка природного камня алмазным дисковым инструментом.- Киев: Наукова думка, 1979 – 240 с. 12. Бутенко В.И., Дуров Д.С. Совершенствование процессов обработки авиационных материалов.- Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2004.- 127с. 13. Gorobez I, Golubov N. Adaptronsystem in der Werkzeugmaschine für die spanabhebende Formung – Entwicklungsmethoden und Entwicklungsprozesse im Maschinenbau. 5 Magdeburger Maschinenbau-Tage.- Berlin, Logos-Verl.,2001,-S.45-51. 14. Gorobez I., Navka I., Lapajeva I., Schaban K. Die Parameter der Adaptronsysteme der Drehmaschinen – Modern Technologies, Quality and Restructuring International Conference T.C.M.R – Bulletin of the Politechnic institute of Jassy, Iassy, Romania 23-25 of May 2002, Vol. XLVIII – S.100-104. 15. Ви-

цко А.В., Горобец І.А., Разработка конструкции силового датчика адаптивной системы управления токарного станка с ЧПУ – Инженер. Студенческий научно-технический журнал.- Донецк: ДонНТУ, 2003. №4.- С.59-63. 16.

А.С. СССР №1041886 кл. G01L 1/22 Альшиц Я.И. и др. Трехкомпонентное тензометрическое устройство. - Публ. БИ №34, 1983.- с.32. 17. Горобец І.А., Михайлов А.Н. Методика проведения экспериментальных исследований процесса шлифования изделий из камня - Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ООО «Лебедь», 2004. Вып. 27. – С. 82 – 88. 18. Болтян А.В., Горобец І.А. Теория инженерных исследований Учебное пособие (издание 2-е переработанное и дополненное).- Донецк, ДонНТУ, 2004. – 162 с. 19. Gorobets I., Mikhajlov A., Golubov M. Die Formierungsbesonderheiten der Schleifenskräfte des Steines.- Modern Technologies, Quality, Restructuring International Conference T.M.C.R – Bulletin of the Politechnic institute of Iassy, Iassy, Romania 27-29 of May 2004, Vol. A - S.61-65. 20. А.С. СССР №1604989 кл. E21C 29/02 Бойко Н.Г., Горобец І.А. Устройство для исследования параметров бесцепной системы подачи угольного комбайна. - Публ. БИ №41, 1990.- с.36. 21. Конюхов А.В. Основы анализа конструкций в «ANSYS».- Казань: 2001.-235с.

Сдано в редакцию 17.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ АВТОМАТИЧНОГО СКЛАДАННЯ ПЛАСТИНЧАСТИХ МАГНІТОПРОВІДІВ ШЛЯХОМ УНІФІКАЦІЇ, ТИПІЗАЦІЇ ТА МОДУЛЯРИЗАЦІЇ

Григор'єва Н.С., Божидарнік В.В.

(Луцький державний технічний університет, Україна)

The actual problems of raising the quality of automatic assembling core-lamination stacks are reviewed. On the basis of analysis situation of unification and automation engineering process assembly of such stacks the purpose and research problem is formulated. The reliability of process automatic assembly packages is examined. On the basis of obtained results of theoretical, experimental and trial researches are designed high-performance reprogrammable assembly automaton with their equipping for assembly of core-lamination stacks stators executed on a level of the inventions.

Вступ. Підвищення якості пластинчастих магнітопроводів електричних машин є актуальною задачею в період вступу України в ЄС. Тому оцінка та забезпечення якості за ДСТУ 3230-95 при їх конструкційній та технологічній розробці з застосуванням уніфікації є однією з найактуальніших сучасних проблем електромашинобудування. Уніфікація конструкційно-технологічних рішень дозволяє зменшити число типових технологій, автоматичного обладнання та спорядження, що створює додатковий економічний ефект. Навіть у стандартизованих електричних машинах використовуються різні пластинчасті магнітопроводи за формою пластин і способами їх скріплення в пакетах. Відомо ще більша різноманітність в обладнанні та спорядженні, особливо складальному, де більшість різноманітних процесів виконується в основному вручну.

Це приводить до зниження якості магнітопроводів, збільшення затрат виготовлення, ускладнення процесів, створення додаткових труднощів їх автоматизації.

Аналіз деяких публікацій. У роботах [1,2,3] приведений аналітичний огляд уніфікації та типізації при автоматичному складанні магнітопроводів. Аналіз показав, що, по-перше, якщо нормалізація частково і використовується, то уніфікація технологічних процесів і автоматичного обладнання та спорядження майже відсутня; по-друге, ці задачі вирішуються, як правило, без належного комплексного підходу до конструкційних, технологічних і експлуатаційних рішень; по-третє, відсутній системний зв'язок і єдиність у вирішенні задач уніфікації; по-четверте, при вирішенні таких задач недостатньо враховується економічний фактор, а саме, витрати на підвищення якості виробу, їх оптимізацію, що неприпустимо в умовах сучасної ринкової економіки. Найбільш ефективно у виробництві є уніфікація модулів. Це відкриває широкі можливості вдосконалення виробництва і саме в цьому напрямку має здійснюватись уніфікація конструкцій і технологій.

Опис основного матеріалу. Процес автоматичного складання пластинчастих магнітопроводів змодельований мережею *Петрі*, котра представляє собою кінцеві множини позицій, переходів і маркірованих дуг, що є умовами досягнення потрібної якості пакета. Мережа *Петрі* складається з чотирьох взаємопов'язаних більш простих підмереж, що розкривають особливості набору пакетів заданої висоти, їх транспортування, стиснення, фіксацію, контроль та вивантаження і формально представляється набором непероїчних множин позицій та переходів, як функцій вхідних і вихідних інцидентів і початкових розміток мережі. На підставі моделі отримана схема керування процесом автоматичного складання пакетів. Модель є основою проєктування підмоделей функціональних вузлів складального автомата.

Для підвищення показників якості суттєвим є встановлення оптимальної схеми формування пластинчастих магнітопроводів, оскільки відомі схеми не забезпечують потрібну якість з-за того, що сили стиснення пакета відповідають пружинній ділянці діаграми розтягу-стиску і пластини в пакеті після зняття дії сил значно зміщувались. Запропоновано перейти на ділянку пластичної деформації діаграми, на якій такі зміщення незначні. Приведено математичне обґрунтування, а одержані результати були використані при проєктуванні складальних автоматів.

Підвищення якості автоматичного складання досягається і за рахунок відпрацювання конструкції виробу та складального обладнання на технологічність. Блок-схема відпрацювання в умовах автоматичного гнучкого виробництва об'єднує три рівні: конструкція ↔ технологія ↔ обладнання. При цьому враховуються також вимоги ремонту. Відпрацювання послідовне з поступово-зворотнім ходом (повернення на попередні етапи при недосягненні заданих показників якості).

Для структурного аналізу та синтезу процесу автоматичного складання на базі теорії структур було отримано 24 типових структур, утворених сполученням класів і груп. Від оперативного часу структури з врахуванням відсоткової надбавки можна перейти до птучного часу. Такий час визначається з умови рівності продуктивності структури та заданої програми складання. Типові структури і відповідне їм компонування складальних автоматів можуть бути записані матрицями, що значно спрощує їх математичну обробку при встановленні конкурентоспроможних варіантів. Загальна послідовність вибору оптимальної структури передбачає встановлення конкурентоспроможних варіантів для потрібної продуктивності, розрахунок економічної ефективності кожного варіанту, наприклад, по собівартості складання, їх аналіз та синтез і вибір опти-

мальної. Для цього розроблений граф структур і використаний відомий алгоритм оптимізації.

Підвищення якості пластинчастих магнітопроводів досягається при використанні методу віртуального формування її показників. Можна виділити такі ієрархічні рівні: на першому - в конструкцію з використанням принципів CALS закладаються більш високі показники якості, наприклад, точності, надійності та продуктивності, на другому - за рахунок віртуальної технології автоматичного складання вони покращуються і на третьому - за результатами віртуальної експлуатації проводиться їх подальше збільшення. При цьому використані відомі алгоритми коректування конструкторсько-технологічного рішення за отриманими результатами.

Схема керованого формування показників якості пластинчастих магнітопроводів передбачає розгляд джерел конструкційних, технологічних і експлуатаційних чинників. Математичний опис такого формування представляється у вигляді матричних рівнянь, що описують залежності між вхідними чинниками та наперед встановленими показниками якості

$$\begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \vdots \\ z_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1 & x_2 & \dots & x_{14} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1,14} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2,14} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n,1} & k_{n,2} & \dots & k_{n,14} \end{pmatrix}, \quad (1)$$

де z_i - вибрані вихідні показники якості; n - їх кількість; x_i - вхідні конструкційні, технологічні та експлуатаційні чинники, що впливають на якість; k_{ij} - коефіцієнти кореляції $X_i \leftrightarrow Z_j$.

Тоді величини показників якості можна визначити як

$$z_i = F_i(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_{14}}) + \sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial z_i}{\partial x_j} \right) (x_j - m_{x_j}), \quad (2)$$

де F_i - диференційовані функції зв'язку вхідних чинників і вихідних показників якості; m_{x_j} - математичні очікування похибок вхідних чинників і перетворюючої системи; $\partial z_i / \partial x_j$ - значення часткових похідних після підстановки в них замість кожного аргументу його математичного очікування.

Головним в підвищенні якості автоматичного складання пластинчастих магнітопроводів є сучасна технологія та обладнання. Модульна технологія є одним з засобів такого підвищення, яка представляється сукупністю технологічних модулів, що описують комплекс основних і допоміжних складальних рухів і характеризуються автономністю, стикованістю, надмірністю та гнучкістю. Кожному такому модулю відповідає конструкційний, які разом і утворюють складальне обладнання чи оснащення. Типовий технологічний модульний процес складання магнітопроводів утворюється з шести модулів, котрим відповідають шість конструкційних комплектів. Проектування типових модульних технологій та модульного обладнання з їх уніфікацією базується на підборі необхідних модулів, в залежності від конкретної конструкції пластинчастого магнітопроводу, їх суміщенні, визначенні комплектів. Таке формування виконується паралельно: технологія $\leftrightarrow$ конструкція. Оптимальність структури модулів досягається можливістю об'єднання елементарних модулів, що забезпечують задану продуктивність і надійність при прийнятих витратах (задача оптимізації надійності при обмеженні затрат).

При аналізі точності автоматичного складання пластинчастих магнітопроводів випадкові похибки можна описати відомим рівнянням [4]. Постійні похибки - це результат стабільно діючих факторів при складанні і вони можуть бути розраховані також за допомогою відомої методики [4].

Надійність роботи складального автомата пластинчастих магнітопроводів оцінена в вигляді зміни коефіцієнта технічного використання (КТВ) на протязі 16 місяців з максимальним розкидом 0,7 - 0,9 і загальною тенденцією зміни у вигляді приведенного поліному. Після запуску автомата на виробництві цей коефіцієнт незначно зростає, після

$$y = -2 \cdot 10^{-5} x^5 + 0,0007 x^4 - 0,0109 x^3 + 0,0726 x^2 - 0,1815 x + 0,8433.$$

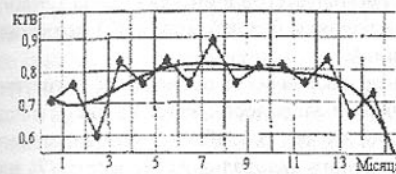


Рис. 1. Зміна коефіцієнту технічного використання складального автомата

року експлуатації досягнув середнього значення 0,85, а надалі спостерігалася тенденція до його зниження (рис. 1). Прогнозування цього коефіцієнта показало, що найбільш точні результати забезпечують методи: ітераційний, квадратичний та лінійний Брауна (похибки в межах 2,5 - 3,7 %).

При експлуатації надійність складального автомата може підтримуватися на проектному рівні або зменшуватися. Робота автомату відноситься до періодичної з допустимими зупинками при нормальних режимах і умовах експлуатації. Одним з перспективних напрямків є установка робочих тактильних і запобіжних датчиків, що відключають автомат при граничному зовнішньому чи внутрішньому впливі передбачуваних чинників. Неприпустима експлуатація складального автомата на гранично допустимому рівні надійності. Тільки спільне вирішення цієї проблеми при проектуванні, виготовленні та експлуатації може бути основою забезпечення високого рівня надійності складального автомата з мінімальними витратами.

Таблиця 1 - Фрагмент розмірно-параметричного ряду складальних автоматів магнітопроводів

Параметри / Ряд		4	5	6	7	8	9
Діапазон переналагодження на розміри пакетів, мм	Внутрішній діаметр	5 - 8	8 - 12,5	12,5 - 20	20 - 32	32 - 50	50 - 80
	Точність	+0,025... +0,03	+0,03... +0,035	+0,035... +0,045	+0,045... +0,05	+0,05	+0,06
	Зовнішній діаметр	12,5 - 20	20 - 32	32 - 50	50 - 80	80 - 125	125 - 200
	Висота пакету	5 - 8	5 - 8	8 - 12,5	12,5 - 20	20 - 32	32 - 50
Кількість позицій		4	4	4	4	4	4
Продуктивність, шт./год.		380	380	360	240	190	150
Габаритні розміри, мм		320x400x 600	400x500x 800	500x630x 1000	640x800x 1250	640x800x 1250	800x1000x 1600

На підставі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень механізму підвищення якості автоматичного складання пластинчастих магнітопроводів при їх уніфікації приведено опис формування розмірно-параметричного ряду складальних автоматів, розроблена методика їх проектування з вирішенням задачі синтезу методом модуляризації. На конструкційному рівні реалізовані закладені можливості раціонального скорочення всіх модулів, що входять у склад автомата, а також самих складальних автоматів і їх модульного спорядження. Одержаний розмірно-параметричний ряд складальних автоматів з виділенням базової моделі (7) представлений у таблиці 1.

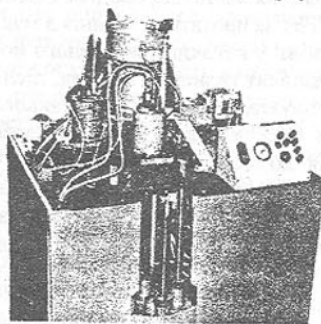


Рис. 2. Загальний вигляд базової моделі переналагоджуваного автомату складання магнітопроводів

Як приклад завершеності проведених теоретичних і експериментальних досліджень, на рис. 2 показаний загальний вигляд розробленої базової моделі переналагоджуваного складального автомату (7) пакетів магнітопроводів. Спроекований та впроваджений у виробництво складальний автомат від відомих відмінний новизною та додатковим ефектом, що є наслідком низки оригінальних інноваційних рішень на рівні винаходів. Автомат забезпечує продуктивність складання – 240 шт./год. при числі робочих позицій 4 і точності – 17%. Коефіцієнт уніфікації автомату, визначений за відомою методикою, склав 0,74.

До розроблених конструкцій, виконаних на підставі одержаних матеріалів досліджень, можна також віднести: ряд конструкцій інших складальних автоматів, модулів неперервної подачі стопи пластин для формування пакетів, автоматичного центрування пакетів, подачі та фіксації стяжок пакету, пневмовихрового орієнтування та подачі стяжок, відсікання потрібної висоти пакета та інші.

Впроваджені конструкції базових моделей переналагоджуваного технологічного обладнання та спорядження, їх взірці двічі демонструвались на виставках досягнень народного господарства, де були нагороджені дипломами 2^{го} та 3^{го} ступеня.

Висновки. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень [5] розроблений механізм підвищення показників якості пластинчастих магнітопроводів, автоматичного складання, технологічного обладнання та спорядження при їх уніфікації, який передбачає: моделювання процесів автоматичного складання, встановлення оптимальної схеми формування магнітопроводів, відпрацювання технологічності використовуваних конструкцій, структурізації та оптимізацію технологічного процесу, застосування принципів типізації та модульності в технології та конструкціях, віртуальне формування та експериментальне дослідження основних показників якості процесу автоматичного складання пластинчастих магнітопроводів, інноваційне проектування конструкцій базових моделей розробленого розмірно-параметричного ряду складальних автоматів.

Запропоновані принципи уніфікації пластинчастих магнітопроводів, автоматичного переналагоджуваного обладнання та спорядження, типізації технології автоматичного складання, які полягають у скороченні їх різновидів за рахунок структурізації, оптимізації, модуляризації, комбінування та зміни елементів технології та конструкцій. Розроблена математична модель та схема автоматичного складання пакетів магнітопроводів дозволила сформувати структуру типового процесу автоматичного складання, провести

компонування технологічного обладнання та спорядження, визначити схему керування процесом з використанням структурної та модульної подоби, визначити такі показники якості, як точність, надійність, продуктивність.

Виконані теоретичні та експериментальні дослідження дали змогу реалізувати одержані результати при проектуванні високоефективних складальних переналагоджуваних автоматів і технологічного спорядження модульного типу. Їх конструкції були захищені авторськими свідоцтвами, що додатково підтверджує новизну і їх ефективність, а впровадження дало можливість збільшити продуктивність автоматичного процесу складання пластинчастих магнітопроводів в 2,5 – 3,5 рази, точність в 1,5 рази, значно підвищити надійність.

Перелік літератури. 1. Осьмаков А.А. Технология и оборудование производства электрических машин. – М.: Высшая школа, 1980. – 312 с., ил. 2. Конструкторско-технологическая информатика – 2000. Труды конгресса в 2-х томах. IV международный конгресс. – М.: Изд-во «Станкин». – 328 с., 308 с., ил. 3. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.В.Фролов и др. Машиностроение. Стандартизация и сертификация в машиностроении. Т.1-5. – М.: Машиностроение, 2002. – 672с., ил. 4. Точность производства в машиностроении и приборостроении / Под ред. А.Н.Гаврилова. – М.: Машиностроение, 1973. – 567с., ил. 5. Григор'єва Н.С. Підвищення якості автоматичного складання пакетів магнітопроводів при обмеженні різноманітності. Автореферат на здобут. наук. ступ. к.т.н. – Київ, 2003. – 19с., ил.

Сдано в редакцію 14.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.П.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АППАРАТА ОБРАБОТКИ СЫПУЧЕГО ПИЩЕВОГО СЫРЬЯ.

Заплетников И.Н., Кудрявцев В.Н. (ДонГУЭТ, г. Донецк, Украина)

In article process of processing of a product in a microwave field is investigated, modes of processing, parameters of efficiency are investigated and on the basis of the received results essential completions in a design of the device are developed and recommended to manufacturers, allowing to improve both quality, and operational parameters of the released equipment.

В кондитерской промышленности для обжарки сыпучего орехового сырья в большинстве технологических цепей применяются вращающиеся обжарочные барабаны, с конвективным и кондуктивным энергоподводом. В связи с чем наблюдаются следующие технологические недостатки: при кондуктивном энергоподводе теплота от барабана к ореху передается не через всю поверхность, а только в точке контакта, за счет высокой интенсивности теплопередачи наблюдается точечное пригорание и одновременное приваривание шелухи ореха к ядру, тем самым вызывая последующие трудности при отделении шелухи от ореха, что требует больших усилий и соответственно вызывает нарушение целостности ореха. Более перспективно применение СВЧ обработки. В основном применяются сушилки камерного типа. Недостатком которых является неоднородность обработки продукта по всему объему камеры.

Целью исследования являлись разработка конструкции аппарата комбинированной обработки сыпучего пищевого продукта в СВЧ камере и математическое описание процесса тепломассообмена в продукте.

Данная конструкция ранее не исследовалась и в технической литературе нет аналитического описания рабочего процесса.

Задачей исследования являлась разработка технических методов решения выравнивания степени воздействия на продукт по всему объему рабочей камеры.

Распределение источников теплоты с объемной интенсивностью по диэлектрическим слоям связано с распределением в электродинамической камере (резонаторе, волноводе), электромагнитном поле (ЭМП), которое характеризуется плоской электромагнитной волной (ЭМВ).

Интенсивность источников тепла в физических задачах является функцией температуры $Q(T)$. Модель тонкого слоя такого продукта как орехи арахиса представляет собой модель сушки «среднего» ореха, который состоит из трех зон. Считаем, что каждая зона характеризуется одинаковой температурой и влагосодержанием. Испарение влаги происходит с третьей (внешней) зоны [1].

Энергомассообмен с сушильным агентом определяется следующим образом:

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{B_3}{\rho_3 n \tau_3} (W_2 - W_3) + \frac{\beta S_{yo}}{\rho_3 n_3} (p_n - p_{n3}) \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_0}{\partial \tau} = -S_{yo} \frac{q + q_n r}{\rho_3 (C_{p3} + XC_{p3})} = \frac{-\alpha S_{yo} (T_3 - T_{ca}) - \beta S_{yo} (p_n - p_{n3}) r}{\rho (C_{p3} + XC_{p3})} \quad (2)$$

При этом внутренний массоперенос в орехе

$$\frac{\partial W_1}{\partial \tau} = \frac{B_1}{\rho_1 n_1} (W_2 - W_1) \quad \frac{\partial W_2}{\partial \tau} = \frac{B_1}{\rho_2 n_2} (W_1 - W_2) + \frac{B_2}{\rho_2 n_2} (W_3 - W_2) \quad (3)$$

W - влагосодержание ореха в соответствующей зоне; B - коэффициент диффузии; n - относительный объем соответствующей зоны; ρ - плотность ореха; P_n - парциальное давление водяного пара в воздухе; P_{n00} - парциальное давление водяного пара над поверхностью ореха; r - удельная теплота парообразования; C - теплоемкость ореха; q - поток теплоты; q_m - поток массы; S_{yo} - удельная поверхность ореха; X - влагосодержание сушильного агента; T - температура ореха; T_{ca} - температура сушильного агента; α - коэффициент теплоотдачи; β - коэффициент массоотдачи; τ - время.

Для осуществления процесса обработки используется СВЧ-сушильный агрегат «Артемид» [2], рассчитанный на обработку различных видов сельскохозяйственной и пищевой продукции, который разработан и серийно выпускается ОКБМ «Модуль». При объеме $1,5 \times 0,4 \times 0,35 \text{ м}^3$ масса загружаемого продукта до 50 кг. Он размещается на 14 противнях. Излучатели, волноводы с узкими разно наклонными боковыми щелями, расположенные по всей длине рабочей камеры, выполнены в виде щелевой антенны, причем по мере удаления от магнетрона, связь с нагрузкой увеличивается, что обеспечивает равномерность поля сушки во всем объеме.

Помимо перечисленных достоинств, приведенные зависимости коэффициентов полезного действия, полезно диссипируемой энергии (график 1) от коэффициента заполнения и расположения продукта в направлении перпендикулярном

оси излучения магнетрона (график 2) характеризуют как меняется режим обработки [3].

Противни, которые расположены ближе к двери обдуваются сушильным агентом с высоким значением влагосодержания, в связи с чем процесс сушки указанных противней приобретает более длительный характер [4].

Чтобы устранить указанный недостаток был разработан специальной конструкции зонд 1, позволяющий полностью устранить указанный недостаток (рис. 1).



Рис. 1. Зависимость диссипирования ЭМЭ в тепловую энергию от коэффициента заполнения резонансной камеры.

Объем камеры 23,678 л доливка по 23,62 г.



Рис. 2. Зависимость эффективной полезной диссипации микроволновой энергии от перемещения поперек оси излучения.

Работа зонда основана на том, что часть воздуха из калорифера 4 забирается в специальный воздухопровод 2 и по обводному пути, без контакта с продуктом, подается в центральную часть резонаторной камеры. Увлажненный воздух из первой рабочей половины камеры за счет специальной формы зонда 1 направляются к периферии, откуда удаляется через специальные радионепрозрачные воздухоотводные люки. Зонд под-

вижно з'єднується з корпусом камери, що дозволяє произвести загрузку и выгрузку первой рабочей камеры. Стабильный режим сушки обеспечивается зондом 3.

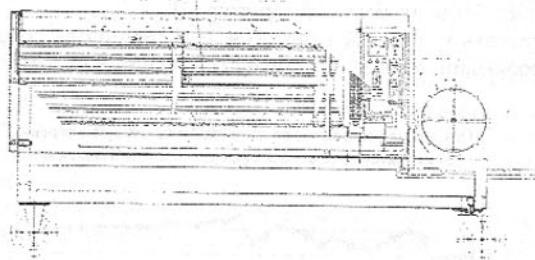


Рис. 3. Усовершенствованная конструкция аппарата для обработки сыпучего пищевого сырья.

Введение в конструкцию специального зонда позволило выровнять режимы работы первой и второй половины рабочей камеры. В связи с этим отпала необходимость в технологической остановке камеры. Задача остановки – перемещение продукта из одной половины камеры в другую с целью выравнивания степени воздействия поля на продукт.

Отсутствие технологической остановки, вынужденной разгерметизации, прерывания процесса подачи СВЧ мощности, остывания калорифера ускоряет процесс обработки по времени на 20 %, и увеличивает одновременно массу обрабатываемого продукта на 10 %.

Выводы. Увеличение массы загружаемого продукта, повышая коэффициент заполнения резонансной камеры, позитивно влияет на коэффициент полезно диссипируемой ЭМЭ. Непрерывный режим работы позволяет устранить затраты, которые необходимы для повторного выхода установки на технологический режим. Предложенные усовершенствования конструкции резонансной камеры позволяют увеличить производительность СВЧ сушильных установок. Данное изменение конструкции резонансной камеры передано заводу – изготовителю. Приведенные зависимости позволяют определить аналитически параметры энергомассопереноса.

Список литературы: 1. Кудрявцев В.М. Теоретичні передумови створення математичної моделі теплового обмінного процесу обробки горіхової сировини. // Обладнання та технології харчових виробництв. – 2003. № 8 – С. 158-164. 2. Дзюба В.П., Силицын В.К. Конструктивные особенности микроволнового устройства для обработки сыпучих материалов // Микроволновые технологии в народном хозяйстве. Внедрение. Проблемы. Перспективы. 2000. - №2-3. С.77. 3. Заплетников И.Н., Кудрявцев В.Н., Маркелов С.П. Разработка инженерной методики расчета оборудования для электромагнитной обработки с учетом диэлектрических характеристик обрабатываемого продукта // Обладнання та технології харчових виробництв. – 2004. № 10 – С. 57-62. 4. Некрутман С.В. Тепловая обработка пищевых продуктов в электрическом поле сверхвысокой частоты. – М., 1972. – 142 с.

Сдано в редакцию 14.06.04
Рискомендовано д.т.н., проф. Малишко И.А.

АНАЛІЗ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ГІДРОПРИВОДУ МОЛОТІВ ДЛЯ ЗАГЛИБЛЕННЯ ПАЛЬ

Іскович-Лотоцький Р.Д., Левицький Р.Г., Пішенін В.О.
(ВНТУ, м. Вінниця, Україна)

The mathematical model of a running cycle of a hydraulic drive for immersing piles is considered and the further researches in this direction are planned.

Застосування гідроприводу для занурення паль є перспективним напрямком розвитку будівельної техніки, зокрема молотів простої дії у яких ударна маса підіймається на певну висоту приводом, а її робочий хід з розгоном для удару забезпечується власною вагою. Переваги полягають у тому, що гідропривід забезпечує підвищену енергоємність та компактність конструкції порівняно з іншими приводами.

Ціллю даної роботи є установлення раціонального робочого циклу гідроприводу молотів для заглиблення паль. Основними задачами є розробка принципової схеми гідроприводу молоту простої дії для занурення паль, динамічної моделі гідроприводу молоту та розробка раціонального циклу роботи молотів.

На рис. 1 показана схема гідроприводу молота простої дії із клапаном-пульсатором на виході. На цій схемі показано напрямні 1 стаціонарного копра або самохідного пристрою для занурення паль, по яким рухається ударна маса 2. При подачі робочої рідини від насоса в гідроциліндр 3 здійснюється рух угору. Донизу ударна маса 2 розганяється для удару по наголовнику 4 під дією власної ваги. Для забезпечення руху ударної маси 2 донизу в кінці ходу вверх після упору у крайнє верхнє положення плунжера робочого гідроциліндра 3 повинен відкритися клапан-пульсатор 6, при підвищенні тиску до значення p_1 , і з'єднати зі зливною лінією насос 7 та робочий гідроци-

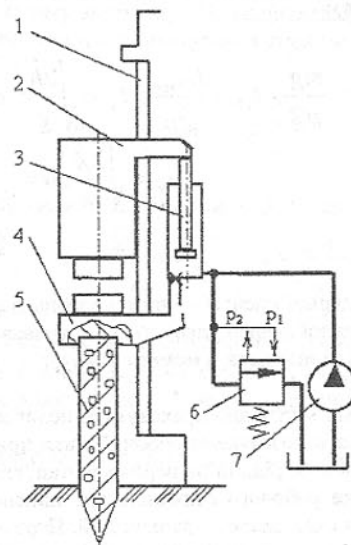


Рис. 1. Принципова схема гідроприводу молота простої дії для занурення паль

Використання відомого [3, 2, 4] способу лінеаризації $o_{yж} \ddot{x}_{np} + (b_{yж} + b_{o,r}) \dot{x} = b \dot{x}$ дозволяє отримати загальний розв'язок рівняння (4)

$$x_{np} = \frac{c_{\Sigma ж}}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{н1}}{S_{нл}} t' - \frac{c_{\Sigma ж}}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{н1}}{S_{нл}} \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} \cdot \frac{e^{-B \sqrt{\frac{c_{\Sigma ж} + c_y}{\bar{m}_{np}}} t'}}{(\sqrt{1 - B^2})^3} \times \\ \times \sin \sqrt{\frac{c_{\Sigma ж} + c_y}{\bar{m}_{np}}} \sqrt{1 - B^2} \cdot t', \quad (5)$$

де

$$B = \frac{b}{2 \sqrt{(c_{yж} + c_y) \bar{m}_{np}}}.$$

При малих $B \approx 0$ для визначення тиску в порожнині гідроциліндра замість (2) використовується вираз

$$p_y(t') = \frac{c_y x_{деф}}{S_{нл}} + \frac{c_{\Sigma ж} \cdot c_y}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{н1}}{S_{нл}^2} t' + \frac{c_{\Sigma ж}^2}{c_{\Sigma ж} + c_y} \times \\ \times \frac{Q_{н1}}{S_{нл}^2} \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} \cdot \sin \sqrt{\frac{c_{\Sigma ж} + c_y}{\bar{m}_{np}}} \cdot t'. \quad (6)$$

Типові результати чисельного розв'язання розглянутої математичної моделі для етапу підйому ударної маси наведені на рис. 3. При цьому прийнято наступні значення основних параметрів привоу: ударна маса $m = 1300$ кг; подача насоса $Q_n = 1,2 \cdot 10^{-3}$ м³/с; початковий об'єм рідини в гідросистемі $V_0 = 4,6 \cdot 10^{-3}$ м³; площа плунжера гідроциліндра $S_{нл} = 22 \cdot 10^{-4}$ м².

Для привоу з клапаном-пульсатором "на виході" максимальний тиск в порожнині гідроциліндра відповідає тиску p_1 настройки спрацювання запірної елементи клапана-пульсатора. Досвід експлуатації таких приводів [2, 4] показав, що під час переміщення $\bar{x}_{np} = (1 \dots 10) 10^{-3}$ м при максимальних тисках в порожнині гідроциліндра 20...32 МПа тиск p_1 повинен вибиратись в межах.

$$\frac{c_y x_{деф}}{S_{нл}} < p_1 < 1,1 \frac{c_y x_{деф}}{S_{нл}}. \quad (7)$$

Виконання практичних умов (7) дозволяє забезпечити максимальну частоту робочих ходів ударної маси молота.

Аналіз виразу (6) показує, що для реальних приводів молотів у випадку виконання умови (7) збільшення тиску на $\Delta p = p_1 - \frac{c_y x_0}{S_{нл}}$ відбувається за час τ_0 значно менший періоду коливань тиску

$$T_p = 2\pi \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}}. \quad (8)$$

Збільшення тиску Δp відбувається, головним чином, за рахунок коливання тиску рідини в гідросистемі в першій чверті першого коливального циклу з амплітудним значенням

$$A_p = \frac{c_{\Sigma ж}^2}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{н1}}{S_{нл}^2} \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} < \Delta p. \quad (9)$$

Час τ_0 , за який тиск в гідросистемі сягає p_1 , знаходиться за допомогою виразу

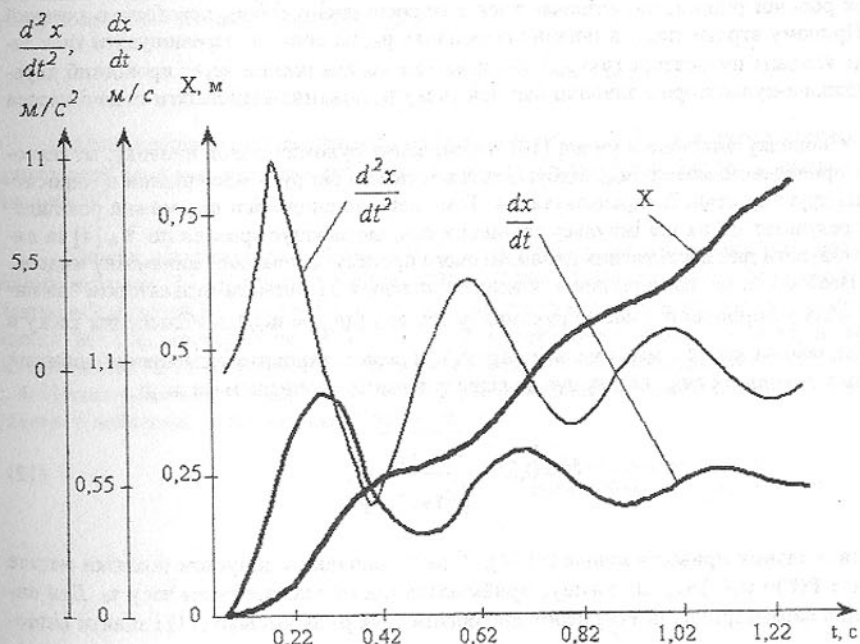


Рисунок 3 — Характеристики привоу на етапі підйому ударної маси отримані за математичною моделлю

(6), в якому допускається, що $\frac{c_{\Sigma\text{жс}} \cdot c_y}{c_{\Sigma\text{жс}} + c_y} \cdot \frac{Q_{n1}}{S_{n1}} \cdot \bar{\tau}_0 \approx 0$. Розв'язок отриманого тригонометричного рівняння з урахуванням позначень, прийнятих у виразі (9), має вигляд

$$\bar{\tau}_0 = \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma\text{жс}} + c_y}} \cdot \arcsin \frac{\Delta p}{A_p}. \quad (10)$$

З урахуванням особливостей характеру зміни тиску в гідросистемі (6) умова (7), отримана на основі досліджень, уточнюється:

$$\frac{c_y x_{\text{деф}}}{S_{n1}} < p_1 \leq \frac{c_y x_{\text{деф}}}{S_{n1}} + \frac{c_{\Sigma\text{жс}}^2}{c_{\Sigma\text{жс}} + c_y} \cdot \frac{Q_{n1}}{S_{n1}} \cdot \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma\text{жс}} + c_y}}. \quad (11)$$

Другий етап спрацювання гідроприводу починається з моменту відкриття запірної елементи клапана-пульсатора (при $t' \geq \tau_0$) та з'єднання порожнини гідроциліндра зі зливним баком. Зміна тиску при спрацюванні клапана-пульсатора звичайно відбувається від p_1 до p_2 і визначається часом t_p' відкриття запірної елементи, при якому надлишок робочої рідини, що визначає тиск в гідросистемі $p_u(t) > p_2$, перетікає в зливний бак. Причому втрати тиску в зливних гідролініях p_{cl} не повинні перевищувати тиск закриття клапана-пульсатора ($p_2 > p_{cl}$), а мінімальна подача рідини через прохідний переріз клапана-пульсатора в зливний бак при тиску p_2 повинна відповідати подачі насоса Q_{n1} .

У випадку виконання умови (10) переміщення рухомих ланок приводу, модельованих приведеною масою m_{np} , відбувається незалежно від руху маси рідини в гідросистемі на другому етапі її спрацювання. Тому переміщення маси m_{np} можна розглядати як результат дії на неї імпульсу зовнішніх сил, що змушує тривалістю $\bar{\tau}_0$ [4] та використовувати для дослідження динаміки цього процесу одномасову динамічну модель.

Вважаючи, що маса рідини в підсистемі приводу з клапаном-пульсатором "на виході" мала у порівнянні з масою рухомих ланок m_{np} ($\bar{m}_{np} \approx m_{np}$), а збільшення тиску в гідросистемі за час $\bar{\tau}_0$ максимальне ($\Delta p = A_p$), можна встановити відношення довжини імпульсу зовнішніх сил, що змушує до періоду вільних коливань маси m_{np} .

$$\delta = 0,25 \cdot \sqrt{\frac{c_y}{c_{\Sigma\text{жс}} + c_y}}, \quad (12)$$

яке для реальних приводів менше 0,1 [4]. В цьому випадку з допуском похибки менше 2% сила $P(t') = p_u(t') S_{n1}$, що змушує приймається постійною протягом часу τ_0 . Для визначення параметрів сили $P(t')$ необхідно обрати тиск p_1 за умовою (11) і знайти відповідний йому час $\bar{\tau}_0$ шляхом підстановки у вираз (10) $\Delta p = p_1 - \frac{c_y x_{\text{деф}}}{S_{n1}}$ та A_p з (9). З

використанням вказаних параметрів, вираз для $P(t')$ можна записати у вигляді

$$P(t') = \begin{cases} P_2 & \text{при } 0 \leq t' \leq \tau_0 \\ 0 & \text{при } \tau_0 < t' < \bar{\tau}_u \end{cases}, \quad (13)$$

де $\bar{\tau}_u$ — період її прикладання, мінімальне значення якого визначається періодом вільних коливань маси m_{np} $\left[\bar{\tau}_u \geq p \sqrt{\frac{m_{np}}{c_y}} \right]$; $P_2 = \frac{\bar{K}_n}{\tau_0}$; — еквівалентна сила імпульсу зовнішніх сил $\bar{K}_n = S_{n1} \int_0^{\tau_0} \bar{P}_u(t') dt'$, що створюється тиском рідини $p_u(t')$ (6) в порожнині основного гідроциліндра за час τ_0 (10).

Якщо при визначенні значень імпульсу $\bar{K}_n$ для реальних приводів прийняти $\bar{P}_2 = p_1 S_{n1}$, то похибка обчислення буде меншою 3%, що дозволяє використовувати даний допуск під час розрахунків сили, що змушує (13).

Період T_u прикладання сили, що змушує відповідає періоду $\bar{t}_u$ спрацювання клапана-пульсатора [4] і визначається часом $\bar{t}_p'$ спрацювання його запірної елементи, часом $\bar{\tau}_{\text{зап}}$ зазізнення початку руху і тривалістю $\bar{\tau}_0$ переміщення маси m_{np} до моменту досягнення в гідросистемі тиску p_1

$$\bar{t}_u = \bar{t}_p' + \tau_{\text{зап}} + \tau_0. \quad (14)$$

Підставляючи в (14) значення $\tau_{\text{зап}}$ (13), τ_0 (10) та $t_{u,\text{min}}$ (13) отримуємо мінімально допустимий час t'_{pmin} , що є вихідним параметром при проєктуванні клапана-пульсатора "на виході".

Список літератури: 1. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. М.: Машиностроение, 1974. — 184 с. 2. Иванов М. Е., Матвеев И. Б., Искович-Лотоцкий Р. Д. и др. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин. М.: Машиностроение, 1977. — 174 с. 3. Кузнецов-штамповочное оборудование/ А.Н.Банкетов, Ю.А. Бочаров, Н.С. Добринский и др. М.: Машиностроение, 1982. — 576 с. 4. Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б. Крат В. А. Машины вибрационного и ударного действия. — К.: Техніка 1982. — 208 с.

Сдано в редакцію 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Параски Д.

МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ НАДЕЖНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

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

The technique for optimization of the reliability parameters at tool creation and operation is developed. The theoretical and experimental investigations of the cutting tool reliability are used for increasing of the effective exploitation and creation the optimum cutting conditions

Современные механообрабатывающие технологические системы предъявляют повышенные требования к режущему инструменту, надежное функционирование которого в значительной мере определяет как надежность систем в целом, так и их технико-экономические показатели. Повышение надежности инструмента требует увеличения затрат на его создание, в связи с чем весьма актуальна проблема обоснования целесообразного уровня его показателей как на стадии проектирования инструмента, так и при его изготовлении и эксплуатации.

Существующие в настоящее время методы повышения надежности инструмента основаны на повышении его качества на стадиях проектирования и изготовления, а также на выборе рациональных режимов эксплуатации инструмента, обеспечивающих заданный уровень надежности. В большинстве случаев повышение уровня надежности инструмента не сопоставляется с необходимыми для этого затратами средств, что приводит к необоснованному его назначению и удорожанию выпускаемой продукции. В настоящее время разработана методика однопараметрической оптимизации показателей надежности инструмента на стадии его проектирования [1] и эксплуатации [2], [3], а также многопараметрической оптимизации показателей надежности инструмента на стадии его проектирования [4]. Представляет интерес дальнейшее развитие методики многопараметрической оптимизации применительно к условиям эксплуатации и сравнение ее с оптимизацией при проектировании.

Целью представляемой работы является разработка оптимальных методов управления надежностью инструмента на базе многопараметрической оптимизации уровня основных показателей его надежности на стадиях проектирования и эксплуатации.

При решении задач оптимизации важнейшим этапом является выбор критерия оптимальности, или целевой функции, устанавливающей взаимосвязь критерия с параметрами оптимизации. Для режущего инструмента в качестве критерия оптимальности целесообразно принимать разработанный интегральный показатель качества, представляющий собой отношение полезного эффекта от эксплуатации инструмента к суммарным затратам на его создание и эксплуатацию [1]. Абсолютный интегральный показатель качества инструмента K_u определяется следующим образом:

$$K_u = 1000 v_s / (1 + t_g / T) (C_p + C_{ин} / KT), \quad (1)$$

где v_s - скорость резания и подача, характеризующие производительность обработки; T - средний период стойкости, K - среднее число периодов стойкости инструмента, t_g - среднее время восстановления, характеризующее соответственно безотказность, долговечность и ремонтпригодность; $C_{ин}$ - себестоимость изготовления инструмента, характеризующая его технологичность; C_p - стоимость станкоминутой работы оборудования.

Указанные показатели T , K , t_g являются основными параметрами оптимизации надежности режущего инструмента.

Для практических целей целесообразно определять относительный интегральный показатель в сравнении с базовым интегральным показателем, характеризующим качество базового варианта инструмента, рассчитываемый по относительным показателям отдельных свойств.

При проектировании режущего инструмента повышение уровня надежности достигается за счет улучшения его основных эксплуатационных свойств - износостойкости и прочности, что позволяет повысить производительность обработки, но приводит к росту затрат на создание инструмента. Затраты на эксплуатацию инструмента в этом случае постоянны. Принимая увеличение затрат на создание инструмента пропорциональным росту показателей его надежности, целевую функцию при оптимизации на стадии проектирования представим в следующем виде [2]:

$$K(X_1, X_2, X_3) = \frac{X_1^{m_v} X_2^{m_k} (1+B)(1+C)}{(X_3+B)(A X_1^{n_1} X_2^{n_2} X_3^{n_3} + C)}, \quad (2)$$

где $X_1 = T/T_0$, $X_2 = K/K_0$, $X_3 = t_g/t_{g0}$, $X_4 = C_{ин}/C_{ин0} = A X_1^{n_1} X_2^{n_2} X_3^{n_3}$ - относительные показатели безотказности, долговечности, ремонтпригодности и технологичности соответственно; m_v , m_k - показатели, характеризующие степень влияния безотказности и долговечности инструмента на уровень его качества; B и C - постоянные коэффициенты; A , n_1 , n_2 , n_3 - коэффициент пропорциональности и показатели степени, характеризующие взаимосвязь технологичности и показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности соответственно.

На стадии эксплуатации инструмента обеспечение более высокого уровня показателей надежности функционирования при фиксированном качестве и стоимости инструмента может быть достигнуто за счет снижения режимов резания, а, следовательно, и производительности обработки. Однако, в связи с тем, что при этом одновременно снижаются затраты на эксплуатацию инструмента, представляет интерес определение оптимального уровня показателей его надежности. Считая снижение затрат на эксплуатацию инструмента пропорциональным росту показателей его надежности, а затраты на создание инструмента постоянными, целевую функцию при оптимизации на стадии эксплуатации представим в следующем виде:

$$K_z(X_1, X_2, X_3) = \frac{X_1^{-m_v} X_2^{-m_k} (1+B)(1+C)}{\left(\frac{X_3}{X_1} + B \right) \left(\frac{C A_z}{X_1^{n_1} X_2^{n_2} X_3^{n_3}} + \frac{1}{X_1 X_2} \right)}, \quad (3)$$

где A_z , n_1 , n_2 , n_3 - коэффициент пропорциональности и показатели степени, характеризующие взаимосвязь затрат на эксплуатацию инструмента и показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности соответственно.

Различие в целевых функциях (2) и (3) при оптимизации показателей надежности на стадиях проектирования и эксплуатации обусловлено тем, что оценка роста производительности при проектировании новых инструментов с улучшенными эксплуатационными свойствами осуществляется при условии неизменности показателей их надеж-

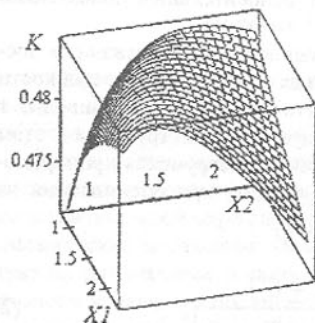


Рис.1. График двухпараметрической зависимости критерия оптимизации при проектировании инструмента K от уровня показателей его безотказности $X1$ и долговечности $X2$

$$K(X1, X2) = (X1)^{m_v} (X2)^{m_k} (1 + C) / (A X1^{n_1} X2^{n_2} + C) \quad (4)$$

На рис.1 графически представлена двухпараметрическая зависимость критерия оптимизации $K(X1, X2)$ от уровня показателей безотказности $X1$ и долговечности $X2$ инструмента на стадии его проектирования. для условий: $C = 5$; $A = 7,5$; $n_1 = 0,3$; $n_2 = 0,6$; $m_v = 0,2$; $m_k = 0,4$ [1].

График свидетельствует об экстремальном характере критерия и наличии глобального экстремума в исследуемой области параметров оптимизации.

В случае однопараметрической оптимизации по каждому из отдельных показателей при постоянных остальных, значения оптимальных относительных показателей безотказности и долговечности определяются аналитически путем дифференцирования целевых функций по каждому из параметров оптимизации. В результате дифференцирования и решения полученных уравнений определены значения оптимальных относительных показателей безотказности и долговечности:

$$X1 = (C / A1(n_1 / m_v - 1))^{1/n_1}, \quad X2 = (C / A2(n_2 / m_k - 1))^{1/n_2}. \quad (5)$$

Для расчета оптимальных значений параметров при многопараметрической оптимизации используются численные методы. С этой целью определяются и приравниваются к нулю частные производные целевой функции по каждому отдельному параметру, составляется и решается система полученных уравнений. Поиск корней указанной системы выполняется с использованием пакета прикладных программ Mathcad 2001.

ности T, K, t_e в формуле абсолютного интегрального показателя (1), принимаемыми равными показателям базового варианта инструмента. При эксплуатации инструмента изменение режимов с целью повышения надежности приводит к изменению этих показателей в сравнении с базовыми, что и учитывает разработанная целевая функция (3).

В настоящей работе в качестве основных управляемых показателей надежности рассматриваются безотказность и долговечность инструмента при неизменном в процессе функционирования инструмента уровне ремонтпригодности. Двухпараметрическая оптимизация позволяет представить графическую интерпретацию проводимых исследований и расчетов.

Двухпараметрическая целевая функция при оптимизации на стадии проектирования имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial (X1)^{m_v} (X2)^{m_k} (1 + C) / (A X1^{n_1} X2^{n_2} + C)}{\partial X1} = 0 \\ \frac{\partial (X1)^{m_v} (X2)^{m_k} (1 + C) / (A X1^{n_1} X2^{n_2} + C)}{\partial X2} = 0 \end{cases} \quad (6)$$

В качестве примера для одних и тех же ранее указанных условий приведены результаты одновременной оптимизации уровня надежности по двум параметрам в сравнении с однопараметрической оптимизацией. Результаты представляются в виде вектора оптимальных значений $X_{opt}(T_{opt}, K_{opt})$: при двухпараметрической оптимизации - $X_{opt}(1,26; 1,44)$; при однопараметрической оптимизации - $X_{opt}(1,3; 1,0)$; $X_{opt}(1,0; 2,0)$.

Двухпараметрическая целевая функция при оптимизации на стадии эксплуатации инструмента имеет вид:

$$K_3(X1_3, X2_3) = \frac{X1_3^{-m_v} X2_3^{-m_k} (1 + B)(1 + C)}{(X1_3^{-1} + B) (CA_3 X1_3^{-n_1} X2_3^{-n_2} + X1_3^{-1} X2_3^{-1})}. \quad (7)$$

На рис.2 графически представлена двухпараметрическая зависимость критерия оптимизации $K_3(X1, X2)$ от уровня показателей безотказности $X1$ и долговечности $X2$ инструмента на стадии его эксплуатации для условий: $B = 15$; $C = 5$; $A_3 = 1$; $n_1 = 0$; $n_2 = 0,3$; $m_v = 0,2$; $m_k = 0,4$.

Полученный график, также как и представленный на рис.1, свидетельствует об экстремальном характере критерия оптимизации при эксплуатации инструмента K_3 и наличии глобального экстремума в исследуемой области параметров оптимизации.

Многопараметрическая оптимизация надежности инструмента на стадии эксплуатации осуществляется численными методами аналогично многопараметрической оптимизации при проектировании. Система уравнений для одновременной двухпараметрической оптимизации безотказности и долговечности на стадии эксплуатации имеет следующий вид:

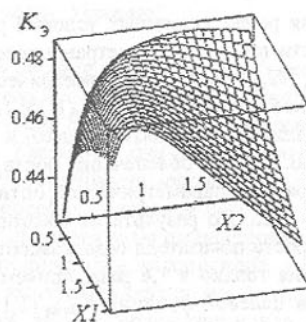


Рис.2. График двухпараметрической зависимости критерия оптимизации при эксплуатации инструмента K_3 от уровня показателей его безотказности $X1_3$ и долговечности $X2_3$

$$\begin{cases} \frac{\partial (X1_3^{-m_v} X2_3^{-m_k} (1 + B)(1 + C))}{\partial X1} = 0 \\ \frac{\partial (X1_3^{-m_v} X2_3^{-m_k} (1 + B)(1 + C))}{\partial X2} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

При однопараметрической оптимизации по каждому из отдельных показателей, оптимальные уровни показателей безотказности и долговечности на стадии эксплуатации инструмента не могут быть определены аналитически путем дифференцирования однопараметрических целевых функций.

В этом случае также используются численные методы решения. Для этого определяются и приравниваются к нулю производные однопараметрических целевых функций по каждому отдельному параметру, а далее решается каждое из полученных уравнений. Поиск корней дифференциальных уравнений выполняется с использованием пакета прикладных программ Mathcad 2001.

$$\frac{\partial X1_3^{-m_1}(1+B)(1+C)/(X1_3^{-1}+B)(CA1_3 X1_3^{-n_1} + X1_3^{-1})}{\partial X1} = 0; \quad (9)$$

$$\frac{\partial X2_3^{-m_2}(1+C)/(CA2_3 X2_3^{-n_2} + X2_3^{-1})}{\partial X2} = 0. \quad (10)$$

Для ранее указанных условий результаты одновременной оптимизации уровня надежности по двум параметрам представлены в виде вектора оптимальных значений $X_{opt}(X1_{opt}, X2_{opt})$ при двухпараметрической оптимизации - $X_{opt}(1,1; 1,3)$ при однопараметрической оптимизации - $X_{opt}(1,25; 1,0); X_{opt}(1,0; 1,5)$.

Различие в результатах одно- и многопараметрической оптимизации весьма существенно. Так для обеспечения роста показателя безотказности $X1$ в 1,25 раза, как получено при однопараметрической оптимизации, необходимо уменьшение скорости резания в 3 раза. По результатам многопараметрической оптимизации доказана необходимость роста показателя безотказности $X1$ в 1,1 раза, что требует уменьшения скорости резания только в 1,6 раза, причем именно в этом случае достигается глобальный экстремум целевой функции $K_{Этх}(1,1; 1,3)=1,1$. При однопараметрической оптимизации значения целевой функции ниже: $K_Э(1,25; 1,0)=1,07; K_Э(1,0; 1,5)=1,06$.

Однопараметрическая оптимизация целесообразна тогда, когда изменяется только один из показателей надежности при постоянных или незначительно изменяющихся остальных. В том случае, когда одновременно изменяются все показатели надежности, что наиболее характерно для режущего инструмента, необходима одновременная двухпараметрическая оптимизация показателей безотказности и долговечности.

Таким образом, разработана методика многокритериальной оптимизации для определения оптимальных значений показателей безотказности и долговечности, обеспечивающих максимальное значений интегрального показателя качества, то есть максимально возможное соотношение производительности обработки и затрат на создание и эксплуатацию режущего инструмента. Использование представленной методики позволяет обоснованно назначать оптимальный уровень показателей надежности режущего инструмента как на стадии его проектирования, так и при эксплуатации, что обеспечит повышение надежности и эффективности функционирования технологической системы в целом.

Список литературы: 1. Ивченко Т.Г. Определение оптимального уровня показателей качества режущего инструмента. Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем: Сб. статей. В 2-х т. Т2. - Краматорск: ДГМА, 1997.

с.57-65. 2. Ивченко Т.Г. Оптимизация показателей безотказности инструмента с учетом закона распределения его стойкости. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 1998. - Вып. 5. - С. 51-58. 3. Ивченко Т.Г., Легащев Т.А. Обеспечение оптимального уровня показателей долговечности сборного режущего инструмента. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2000. Вып. 12. С.10-14. 4. Ивченко Т.Г. Определение оптимального уровня показателей качества режущего инструмента с учетом случайного характера критерия и параметров оптимизации // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2004. Вып. 27. - С.97-104.

Сдано в редакцию 14.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Малышко И.А.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ УКЛАДКИ СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА ПО ВЕЛИЧИНАМ ДЕФОРМАЦИЙ ВАЛОВ

Иванов Д.Ю. (НУК, г.Николаев, Украина)

Interdependence of shafting stowage parameters with bending moments in shafts sections has been analysed. Determination scheme of section rotation angles on a shaft part has been considered. Direct metrological correlation of the results of conducting measurements with bending moments in shaft sections has been shown. Theoretical and practical possibility of using rotation angles values of shaft sections for control shafting stowage has been based.

В применяемых в практике судостроения способах центровки судового валопровода в качестве контролируемых параметров используются либо расцентровки (изломы и смещения) фланцев валов, либо нагрузки на подшипники валопровода, либо соосность подшипников. Соответствующие способы контроля укладки валопровода предполагают проведение таких трудоемких операций, как рассоединение валов, отсоединение подшипников от фундаментов и их частичный демонтаж либо снятие валов с подшипников и установка дополнительных приспособлений, что указано в нормативной документации [1].

В данной работе приведено теоретическое обоснование использования для контроля укладки валопровода более универсального параметра – изгибающих моментов в сечениях валов, взаимосвязанного с установленными нормативной документацией [1] параметрами контроля, – и метода определения этого параметра на собранном валопроводе.

Связь нормируемых параметров укладки валопровода – нормальных изгибающих напряжений в валах и давления на нижнюю половину подшипников – с изгибающими моментами в валах представляется линейной зависимостью [2]. Для обоснования метода определения изгибающих моментов рассмотрена схема нагружения пролета валопровода, представленного в виде балки (рис.1,а). Уравнение изгибающего момента в сечении пролета:

$$M^Z(x) = R_1 x + M_1^{оп} + M^q(x).$$

где R_1 и $M_1^{\text{оп}}$ – реакция и момент в опоре 1; $M^q(x)$ – изгибающий момент от действия сил веса вала и навешенных механизмов.

Поскольку вес вала и навешенного оборудования известен и неизменен в процессе эксплуатации судна, то составляющая $M^q(x)$ может быть учтена при определении суммарного изгибающего момента в сечении вала и не учитываться при общем рассмотрении уравнения изгибающего момента, при этом не должна учитываться и часть R_1^q реакции R_1 , вызванная действием указанных сил веса.

На основании изложенного схема нагружения пролета валопровода может быть представлена в виде, показанном на рис.1,б, а уравнение изгибающего момента в сечении балки примет вид

$$M(x) = R_1^{\text{оп}} x + M_1^{\text{оп}},$$

где $R_1^{\text{оп}} = R_1 - R_1^q$ – реакция в опоре 1 от действия опорных моментов.

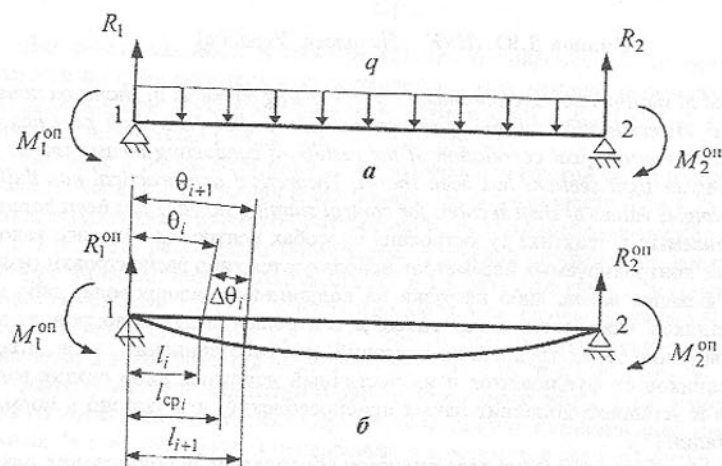


Рис.1. Схема нагружения пролета валопровода:

а – исходная схема нагружения; б – расчетная схема нагружения

Для практического определения изгибающих моментов в валах предлагается использовать величины изменений углов поворота сечений валов. Изменение угла поворота сечения вала (см. рис.1,б) в пределах изменения: x от l_i до l_{i+1} :

$$\begin{aligned} \Delta\theta_i &= \theta_{i+1} - \theta_i = \frac{1}{EI} \int_{l_i}^{l_{i+1}} M(x) dx = \frac{1}{EI} \int_{l_i}^{l_{i+1}} (R_1^{\text{оп}} x + M_1^{\text{оп}}) dx = \\ &= \frac{R_1^{\text{оп}}}{2EI} (l_{i+1}^2 - l_i^2) + \frac{M_1^{\text{оп}}}{EI} (l_{i+1} - l_i) = \frac{R_1^{\text{оп}} l_{cp}}{EI} \Delta l_i + \frac{M_1^{\text{оп}}}{EI} \Delta l_i, \end{aligned}$$

где $l_{cp} = \frac{l_{i+1} + l_i}{2}$ и $\Delta l_i = l_{i+1} - l_i$.

Так как $R_1^{\text{оп}} l_{cp} = M_{cp}^R$, где M_{cp}^R – изгибающий момент от реакции $R_1^{\text{оп}}$ в среднем на длине Δl_i сечения, то

$$\Delta\theta_i = (M_{cp}^R + M_1^{\text{оп}}) \frac{\Delta l_i}{EI} = M_i \frac{\Delta l_i}{EI}, \quad (1)$$

где M_i – суммарный изгибающий момент в среднем на участке Δl_i сечения без учета действия сил веса вала и навешенных механизмов, а $\Delta\theta_i$ – изменение угла поворота сечения вала на длине этого участка.

Для консольного участка вала имеет место аналогичное выражение.

Из выражения (1) следует, что средний изгибающий момент M_i в сечении вала на конкретном участке вала при установленной длине участка Δl_i и известных параметрах E и I вала находится в прямой зависимости от изменения угла поворота сечения вала на длине этого участка.

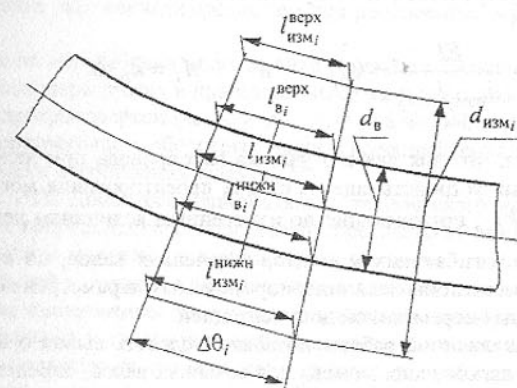


Рис.2. Схема измерения деформаций на валу

На рис.2 представлена схема измерения на реальном валу. Исходя из того, что угол $\Delta\theta_i$ реально принимает очень малые значения и $\Delta\theta \approx \sin \Delta\theta$, можно записать:

$$\Delta\theta_i = \frac{l_{\text{нижн}}^{\text{изм}_i} - l_{\text{верх}}^{\text{изм}_i}}{d_v} = \frac{\Delta_{v_i}}{d_v},$$

где $l_{\text{нижн}}^{\text{изм}_i}$ и $l_{\text{верх}}^{\text{изм}_i}$ – измеряемые расстояния между плоскостями сечений вала на участке $l_{\text{изм}_i}$ в нижней и верхней точках сечений соответственно; Δ_{v_i} – определяемая разница указанных расстояний; d_v – диаметр вала.

Клягин Г.С., Ростовский В.И., Кравченко А.В., Пономарева Я.Ю.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Следует отметить, что эта же зависимость может быть получена и при измерении в двух точках расстояний между плоскостями сечений вала на некотором удалении от поверхности вала (см. рис.2):

$$\Delta\theta_i = \frac{l_{\text{нижн}}^{\text{изм}_i} - l_{\text{верх}}^{\text{изм}_i}}{d_{\text{изм}_i}} = \frac{\Delta_i}{d_{\text{изм}_i}}. \quad (2)$$

Приравняв уравнения (1) и (2) и принимая в уравнении (2) $\Delta l_i = l_{\text{изм}_i}$, можно записать:

$$\frac{M_i l_{\text{изм}_i}}{EI} = \frac{\Delta_i}{d_{\text{изм}_i}} \quad \text{и} \quad M_i = \Delta_i \frac{EI}{d_{\text{изм}_i} l_{\text{изм}_i}}.$$

В последнем выражении E , I , $d_{\text{изм}_i}$ и $l_{\text{изм}_i}$ — величины известные и постоянные для каждого участка валопровода ($d_{\text{изм}_i}$ и $l_{\text{изм}_i}$ задаются конструкцией и размерами измерительного устройства), поэтому можно записать:

$$\frac{EI}{d_{\text{изм}_i} l_{\text{изм}_i}} = k_{\Delta_i} \quad \text{и} \quad M_i = k_{\Delta_i} \Delta_i.$$

Отсюда следует, что для любого участка валопровода при наличии соответствующих измерительных устройств еще на стадии проектирования могут быть рассчитаны коэффициенты k_{Δ_i} , позволяющие по измеренным величинам деформаций валов определить величины изгибающих моментов в сечениях валов, по которым, в свою очередь, могут быть рассчитаны величины нормируемых параметров контроля укладки валопровода, задаваемых нормативной документацией.

Результаты выполненной работы позволяют сделать вывод о возможности использования величин изгибающих моментов в сечениях валов, определяемых по измеренным величинам деформаций валов, в качестве контролируемого параметра укладки валопровода.

Предлагаемые метод контроля укладки судового валопровода и схема практической его реализации дают возможность контролировать состояние валопровода не только в период строительства и ремонта, но и в эксплуатации судна как в порядке текущей диагностики, так и, при необходимости, с целью устранения причин ненормальной работы валопровода.

Список литературы: 1. Морской Регистр судоходства. Руководство по техническому надзору за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий. Ч. 4. Надзор за постройкой судов. — М.: Транспорт, 1992. — С.184–197. 2. Сопротивление материалов /Под ред. Г.С.Писаренко. — К.: Вища школа, 1986. — 775 с.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

The technological line of sweeping, transportation and preparation of agglomeration dusts for their utilization in a technological line of sintering plant is designed. The design procedure and select of the essential equipment for this line is shown. Use of this line on a sintering plant will allow to exclude the secondary dusting at unloading and transportation of a dust and to receive the humidified, homogeneous products which can be easily recycled.

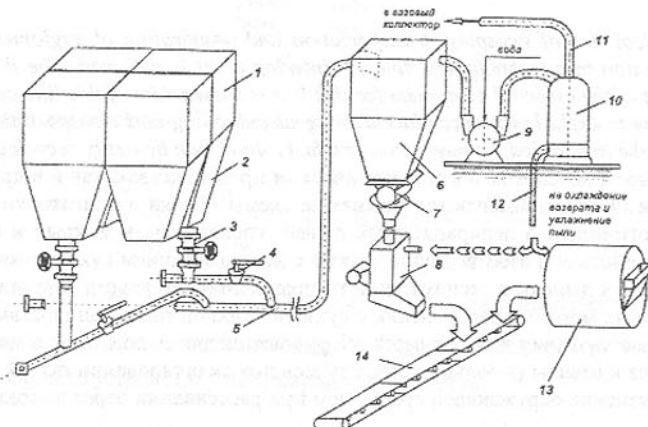
В машиностроительном и металлургическом производствах, как и в других отраслях промышленности, применяются различные схемы уборки и подготовки для утилизации технологических и аспирационных пылей, уловленных в мокрых и сухих газоочистных устройствах. Газоотводящие тракты с использованием сухих газоочисток более эффективны и дешевле в эксплуатации по сравнению с мокрыми газоочистными установками. Но на многих предприятиях с сухими газоочистными аппаратами уловленная пыль из-за отсутствия необходимого оборудования для ее подготовки может:

- вывозиться в отвалы (в большинстве случаев при складировании пылей вызывает большое загрязнение окружающей среды, чем при рассеивании через высокие дымовые трубы);
- отправляться на аглофабрики в сухом виде (вызывает сильное вторичное пыление при промежуточных перегрузках и при хранении её на рудном дворе);
- удаляться гидротранспортом (часто используется в чёрной металлургии и приводит к организации дорогостоящих оборотных циклов водоснабжения и возникает сложная проблема подготовки и утилизации шламов) [1].

На кафедре РТИ Донецкого национального технического университета разработана технология и оборудование для организации беспыльной выгрузки из накопительных бункеров пыли и подготовки к дальнейшему использованию технологических и аспирационных пылей и порошков с широким диапазоном физико-химических свойств, в том числе плохо смачиваемых полидисперсных пылей крупностью от долей микрон до 0,1–1,0 мм. Ключевой установкой в этой технологии является специальный вибрационный смеситель-увлажнитель сухих пылей и порошков, позволяющий получать непылящий, однородный, сыпучий продукт с необходимой влажностью [2]. В качестве увлажняющего и связующего агента могут применяться технические и шламовые воды, а также специальные растворы и суспензии. Технология и оборудование широко испытаны в промышленных условиях при подготовке металлургических пылей и шламов от технологических и аспирационных газоочисток основных переделов чёрной металлургии на металлургическом комбинате "Запорожсталь", Енакиевском металлургическом заводе, Руставском меткомбинате (Грузия), на метзаводе в г. Зеница (Босния и Герцеговина), а также на предприятии "Ростсельмаш" (Россия).

С учетом накопленного опыта по организации беспыльной выгрузки с применением вибрационного увлажнителя была поставлена задача разработать полностью автоматическую линию беспыльной выгрузки и транспортировки полидисперсных пылей к объектам их утилизации, которая полностью исключала бы загрязнение окружающей среды. На рис. 1 приведена типовая схема линии уборки и подготовки к утилизации пыли, разработанная применительно к условиям аглофабрики ЕМЗ и которая предна-

значена для периодической беспыльной выгрузки пыли из пылесборных бункеров, транспортирования ее с помощью вакуумной пневмотранспортной установки, сбора пыли в накопительном бункере и увлажнения ее при выгрузке. Одновременно линия вакуумного пневмотранспорта может быть использована также для периодической уборки рабочих площадок и помещений от осевшей пыли.



1 - газоочистный аппарат; 2 - пылесборный бункер; 3 - дисковый затвор; 4 - отсечный пробковый кран; 5 - транспортирующий трубопровод; 6 - осадительное устройство; 7 - шлюзовой питатель; 8 - вибрационный смеситель-увлажнитель; 9 - вакуум-насос; 10 - каплеотделитель; 11 - трубопровод; 12 - шламопровод; 13 - барабан-охладитель; 14 - конвейер возврата агломерата.

Рис. 1. Схема технологической линии уборки и подготовки аглопелей.

Уловленная в батарейных циклонах пыль вакуумным пневмотранспортом передается в осадительную установку, откуда выгружается, увлажняется с помощью вибрационного смесителя-увлажнителя и подается на конвейер возврата агломерата. Линия уборки пыли включает установленные под пылесборными бункерами батарейных циклонов дисковые (или шлюзовые) затворы, регулируемые насадками оригинальной конструкции, пробковые краны и сварные колена. Пыльгазовая смесь из каждого пылесборного бункера подается в сборный транспортирующий трубопровод и транспортируется в осадительное устройство.

Разряжение в осадительной камере и системе трубопроводов создается вакуум-насосом водокольцевого типа ВВН. Под накопительным бункером установлен шлюзовой питатель для выгрузки пыли с заданным расходом и вибрационный смеситель-увлажнитель пыли конструкции ДонНТУ.

Вакуум-насос водокольцевого типа снабжен каплеотделителем, который по существу является второй ступенью очистки транспортирующего воздуха. Образующийся в каплеотделителе шлам используют для охлаждения возврата агломерата, для чего каплеотделитель соединен шламопроводом с барабаном-охладителем возврата. Транспортируемый воздух с остатками пыли сбрасывается в газовой коллектор агломашин, для чего каплеотделитель соединен с коллектором трубопроводом. Производительность вакуум-насоса намного меньше производительности эксгаустера. Поэтому работа системы газоочистки не нарушается.

Из пылесборных бункеров батарейных циклонов пыль с газом через открытый дисковый затвор и регулируемую насадку убирается периодически системой пневмотранспорта. Одновременно в насадку под влиянием разрежения из системы, создаваемого вакуум-насосом, поступает атмосферный воздух, который подхватывает из насадки пыль. Через открытый пробковый кран смесь пыли с воздухом поступает в осадительное устройство, где осажается основная масса пыли (более 90%). Последующая очистка запыленного воздуха происходит в водокольцевом насосе и влагоотделителе.

Так как транспортировка пыли производится периодически, по мере ее накопления в сборных бункерах и с максимальной производительностью системы, вакуумная система работает экономично с большой концентрацией смеси, особенно при коротком транспортирующем трубопроводе и максимально возможном рабочем вакууме данной системы.

Расчет основных параметров линии пневматической уборки выполняется по известной методике [3]. Ниже приведены расчеты разработанной линии.

Диаметр транспортирующего трубопровода определяется по формуле:

$$D = \sqrt[5]{\frac{P^2 \cdot (\beta \rho_n + \mu \rho_n)^2}{8 \mu^3 \rho_n \rho_n^3 g k_n^2 c_2^2 \beta^2}},$$

где P — выход пыли, т/ч;

β — отношение скорости транспортирования пыли к скорости воздуха;

ρ_n — плотность частиц пыли, кг/м³;

μ — концентрация смеси (отношение расхода пыли к расходу воздуха), для всасывающих установок со средним вакуумом $\mu \leq 5$, кг/кг;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

c_2 — опытный коэффициент, для пыли принимаем $c_2=0,15$;

k_n — коэффициент запаса скорости и надежности транспортирования ($k_n=1,3 \div 1,5$);

ρ_n — плотность воздуха в начале трубопровода, кг/м³.

Для расчета ρ_n используем выражение

$$\rho_n = \frac{P_n \cdot \rho_{am}}{P_{am}},$$

где P_n — давление в бункерах циклонов, кПа;

ρ_{am} — плотность воздуха при 100 кПа и 233°K;

P_{am} — атмосферное давление.

Приведенная длина трубопровода рассчитывается по формуле

$$L_{np} = L + \sum L_{экв},$$

где L — длина транспортирующего трубопровода до каплеотделителя, м;

$\sum L_{экв}$ — сумма эквивалентной длины участков закруглений при угле поворота 90° и радиусе закругления 0,7÷1,0 м ($L_1=10 \cdot n_1$, n_1 — число закруглений) и эквивалентной длины разветвленных трубопроводов ($L_2=10 \cdot D \cdot n_2$, n_2 — количество пар разветвлений).

$$\sum L_{\text{эка}} = L_1 + L_2.$$

Для условий аглофабрики ЕМЗ диаметр транспортирующего трубопровода составляет 100 мм, приведенная длина 74 м.

Осадительная установка представляет собой осадительную камеру с накопительным бункером для сбора пыли. Объем накопительного бункера рассчитывается из условия работы агломашин в течение 8 часов без выгрузки пыли. В этом случае полезный объем накопительного бункера составит

$$V = \frac{\Pi_{\phi} \cdot 8}{\rho},$$

где Π_{ϕ} – фактический выход пыли от данной машины,

ρ – насыпная масса пыли ($\rho=2,0 \text{ т/м}^3$).

Возможно два варианта формы накопительного бункера – обелиск (усеченная пирамида) и усеченный конус. Объем усеченной пирамиды с квадратным основанием

$$V = \frac{h}{3}(a^2 + b^2 + a \cdot b),$$

где h – высота накопительного бункера;

a – размер сторон нижнего основания бункера, (для условий аглофабрики ЕМЗ a принимаем равным 350 мм)

b – размер сторон верхнего основания бункера.

При $h = \frac{b-a}{2} \cdot \text{tg} \alpha$, (α – угол наклона стенок к горизонту), получим

$$V = \frac{b-a}{6} \text{tg} \alpha (a^2 + b^2 + a \cdot b).$$

После расчета получаем следующие значения: $a=359 \text{ мм}$, $b=2450 \text{ мм}$, $h=2250 \text{ мм}$, $V=5,25 \text{ м}^3$.

$$\text{Объем усеченного конуса } V = \frac{\pi \cdot h}{3}(R^2 + r^2 + R \cdot r),$$

где r – заданный радиус нижнего основания конуса ($r=175 \text{ мм}$);

R – искомый радиус верхнего основания;

h – высота бункера, $h = (R-r) \cdot \text{tg} \alpha$, α – угол наклона образующей конуса.

Таким образом, получим $r=175 \text{ мм}$, $R=1320 \text{ мм}$, $h=2460 \text{ мм}$, $V=5,15 \text{ м}^3$.

Размеры пылесоса осадительной камеры определяются исходя из заданного расхода воздуха Q и минимального седиментального диаметра частиц пыли d_s , которые вместе с более крупными частицами должны выпасть из потока. Соотношения скорости газа U и скорости осаждения частицы V_s находим из соотношения длины b и высоты H камеры (высоту камеры принимаем равной 2500 мм)

$$\frac{V_s}{U} = \frac{H}{b\sqrt{2}}, \text{ здесь } b\sqrt{2} - \text{длина диагонали верхнего сечения камеры.}$$

Скорость газа в камере, м/с

$$U = \frac{Q}{H \cdot b\sqrt{2}} = \frac{G}{\rho_k \cdot H \cdot b\sqrt{2}},$$

где ρ_k – плотность воздуха в конце трубопровода, кг/м^3 ,

G – расход воздуха, кг/с

$$G = \frac{\Pi}{3,6 \cdot \mu}.$$

С учетом вышеприведенных расчетов получаем, что скорость газа в камере составляет 5,3 см/с. Дальнейший расчет делаем для дисперсного состава аглопыли ЕМЗ [4]. Скорость осаждения частицы определяется по формуле

$$V_s = \frac{H \cdot U}{b\sqrt{2}},$$

Для условий аглофабрики ЕМЗ $V_s=2,3 \text{ см/с}$. Следовательно, габаритные размеры осадительной камеры обеспечивают осаждение частиц крупнее 10 мкм, при этом степень улавливания пыли составляет 90 %. Для более эффективного осаждения пыли в осадительной камере целесообразно устанавливать отбойную перегородку. Возможность вторичного уноса пыли из осадительного устройства при этом исключается, так как скорость газового потока в осадительной камере значительно меньше 1,0 м/с.

Разрежение в осадительной камере и системе создается вакуум-насосом водокольцевого типа (ВВН), удельная работа которого определяется из выражения

$$A = 2,3 \cdot R \cdot T \cdot \lg \frac{P_n}{P_s},$$

где T – температура газа ($T=343 \text{ К}$),

P_s – давление воздуха на всасывание вакуум-насоса, Па.

Тогда мощность двигателя составит

$$N = \frac{K_z \cdot K_n \cdot A \cdot G}{1000 \cdot \eta},$$

где $K_z=1,1$ – коэффициент запаса;

$K_n=1,12$ – коэффициент запаса, учитывающий подсос воздуха через некачественные уплотнения в тракте;

η – КПД насоса, принимаем $\eta=0,4$.

Производительность вакуум-насоса ($\text{м}^3/\text{мин}$) определяется по формуле

$$Q_n = \frac{60 \cdot G}{\rho_n}.$$

После расчета получаем такие параметры вакуум-насоса: $N=14,1$ кВт, $Q_v=16,6$ м³/мин. Этим данным соответствует водокольцевой вакуум-насос ВВН-25.

Техническая характеристика рассчитанной линии уборки и подготовки к утилизации аглопеллы применительно к условиям аглофабрики ЕМЗ приведена в табл. 1.

Таблица 1 - Техническая характеристика линии уборки и подготовки пылей

Показатели	Единица измерения	Значение
Производительность (расчетная) системы	т/ч	3
Приведенная длина транспортирующего трубопровода	м	74
Внутренний диаметр транспортирующего трубопровода	мм	100
Производительность водокольцевого вакуум-насоса ВВН-25 с каплеотделителем при вакууме 70 %, приведенная к условиям всасывания при 288 К	м ³ /мин	25
Мощность электродвигателя ВВН-25	кВт	75
Производительность вибрационного смесителя-увлажнителя	т/ч	10
Объем накопительного бункера	м ³	5,24

Положительный технический эффект от внедрения данной линии на металлургических предприятиях получается за счет исключения ныне действующего гидросмыва уловленной пыли и последующей стадии обезвоживания шлама перед его утилизацией. Использование вибрационного смесителя увлажнителя позволяет качественно подготавливать аглопеллы для утилизации в технологическом потоке аглофабрики, что в комплексе позволяет значительно улучшить экологическую обстановку при переработке пылей и порошков. Основные преимущества предлагаемой технологии: 1) может быть включена составной частью в линию уборки пылей при сохранении традиционных способов улавливания и накопления пылей; 2) высокая производительность и надежность, малая капиталов- и энергоемкость, небольшие эксплуатационные затраты; 3) легко совмещается с существующим технологическим оборудованием; 4) может быть использована при переработке ценных отходов производства или для организации их складирования с обеспечением экологических требований.

Список литературы: 1. Перевод газоочисток металлургических агрегатов на маловодные технологии / Клягин Г.С., Ростовский В.И., Кравченко А.В. // Труды международной научно-технической конференции «Экология промышленных регионов», Горловка, 30-31 марта 1999 г. – Донецк: ООО «Лебедь», 1999. – С.165-169. 2. Разработка высокопроизводительного вибрационного смесителя-увлажнителя / Клягин Г.С., Ростовский В.И., Кравченко А.В. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонГУ, 2002. Вып.20, - с. 194-199. 3. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов / Р.Л. Зеленков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с. 4. Алиев Г.М. Техника пылеулавливания и очистки промышленных газов: Справ. - М.: Металлургия, 1986. – 544 с.

Сдано в редакцию 14.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТА ПОЛИМЕР-АБРАЗИВНЫХ ВОЛОКОН ЭЛАСТИЧНЫХ КРУГОВ

Колесник И.А., Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л.
(НМетА У, г. Днепрпетровск, Украина)

In the article the calculations of moment of inertia and moment of resistance of bunch of fibers are resulted for a different amount and location of them in a bunch for determination maximum possible tensions during his deformation in different moments of time of his work.

Срок службы любого инструмента, прежде всего, зависит от нагрузок и условий, в которых осуществляется его эксплуатация. Это означает, прежде всего, повышенное внимание конструкторов инструмента к оптимизации режимов, при которых он осуществляет обработку заготовок. Оптимизация режимов позволяет добиться продления срока службы дорогих инструментов, достижение этого возможно при условии знания свойств материалов, из которого состоят инструменты, а также всех необходимых для этого зависимостей.

Эластичные шлифовальные круги состоят из полимерно-абразивных волокон, которые обрабатывают поверхность абразивными частицами, закрепленными в полимерных нитях [1]. Прочность такого волокна значительно ниже волокон из металлов. Сохранение режущей способности и продление срока службы возможно оптимизацией внешних нагрузок при обработке, что позволит не допустить слома отдельных волокон инструмента. При использовании инструмента из металлических волокон важно регулировать величину нагрузок и деформацию инструмента при обработке, так как деформация такого инструмента влияет на сохранение им режущей способности. Полимер-абразивный инструмент своим достоинством имеет возможность деформации рабочей части, состоящей из отдельных волокон, так как при этом расширяются его технологические возможности. Это происходит путем принятия рабочим пучком формы обрабатываемой поверхности за счет своей эластичности и возможности работать не только торцом волокон [2], но и наружной цилиндрической поверхностью, что в свою очередь позволяет достичь большего пятна контакта инструмента и обрабатываемой поверхности.

На практике затруднительно представить обоснованную величину начальной деформации, задать силу, которая бы создала эту деформацию, а также определить допустимые напряжения, которые выдерживает инструмент.

Для решения этих задач в работе [3] были проведены аналитические исследования для определения деформации волокна инструмента под воздействием нагрузок в различные моменты времени. Результаты работы позволили составить выражения для определения прогиба и угла поворота волокна, действительный запас прочности, выражение для определения допустимых напряжений.

Однако для практического применения необходимо определить также величину момента сопротивления волокна, что в свою очередь требует определения момента инерции пучка волокон, осуществляющих обработку.

Целью данной работы является определение момента сопротивления волокон, а соответственно и момента инерции, что позволит определить режим работы эластичных кругов.

Известно, что момент инерции определяется так:

$$I_z = \int_A x \cdot y^2 dA = \iint_D y^2 dx \cdot dy, \quad (1)$$

где A - площадь фигуры, момент инерции которой определяется, D - площадь всего сечения, y - расстояние от центра тяжести до оси симметрии.

Определение площади элементарных фигур не вызывает затруднений. Однако с определением величины площади контакта рабочего элемента инструмента с обрабатываемой поверхностью в конкретный момент времени возникают затруднения, в связи с непрерывным ее изменением.

Решение этой задачи возможно при использовании допущения, что

$$A = \sum_{i=1}^n A_i(y, z) = \int dA = \iint dy dz, \quad (2)$$

где A_i — элементарная площадь, (рис. 1).

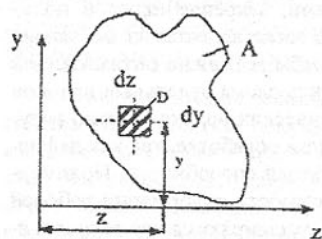


Рис. 1. Определение площади рабочего участка

деляющее момент инерции этой фигуры относительно оси z .

На рисунке 2-а: $I_z = I_{z1} + I_{z2}$ где I_{z1} - момент инерции фигуры 1, I_{z2} - момент инерции фигуры 2

$$I_z = 2 \left(a \cdot b \cdot \frac{a}{2} \right) = ab^2$$

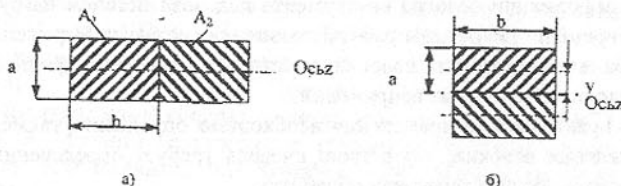


Рис. 2. Влияние расположения фигуры в пространстве для определения величины момента инерции относительно оси z

а) прямоугольная форма, б) квадратная форма.

На рисунке 2-б: $I_z = I_{z1} + I_{z2}$ где I_{z1} - момент инерции фигуры 1, I_{z2} - момент инерции фигуры 2

$$I_z = 2 \left(\frac{a^2 b}{2} + ab \cdot y^2 \right)$$

На рисунке 3 представлена схема расположения пучка волокон в инструменте.

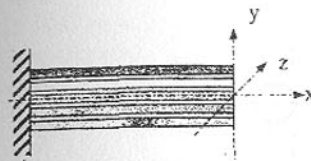


Рис. 3. Расположение системы координат

Таким образом, при рассмотрении пятна контакта мы имеем дело с пятном, состоящим из массива окружностей, расположенных на некотором расстоянии друг от друга. Согласно работы [3], максимальные напряжения определяются по выражению

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (3)$$

где $M_{\max}$ - максимальный момент, действующий на пучок, W_z - момент сопротивления пучка волокон.

Для поперечного сечения волокна момент инерции будет определяться в зависимости от количества сечений и их расположения относительно оси z . На рисунке 4 представлены возможные сочетания сечений волокон, а ниже приведены выражения, позволяющие определить моменты инерции для каждого случая.

Момент инерции будет равен для случая:

$$a) \quad I_z = I_k = \frac{\pi d^4}{64}; \quad б) \quad I_z = 2I_k = 2 \frac{\pi d^4}{64};$$

$$в) \quad I_z = n \cdot \frac{\pi d^4}{64}; \quad г) \quad I_z = 2 \left(I_k + \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) = 2 \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right);$$

$$д) \quad I_z = 4 \left(I_k + \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) = 4 \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right);$$

$$е) \quad I_z = n \left(I_k + \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) = n \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right);$$

$$ж) \quad I_z = 3I_k + 6 \left(I_k + \frac{\pi d^2}{4} \cdot d^2 \right) = 3 \frac{\pi d^4}{64} + 6 \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot d^2 \right)$$

$$з) \quad I_z = n \left[I_k + 2 \left(I_k + \frac{\pi d^2}{4} \cdot d^2 \right) \right] = n \left[\frac{\pi d^4}{64} + 2 \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot d^2 \right) \right] \quad (4)$$

На рисунке 5 представлен общий случай сечения пятна контакта инструмента и обрабатываемой поверхности с m волокон по ширине сечения и n волокон по его длине, причем m - число нечетное.

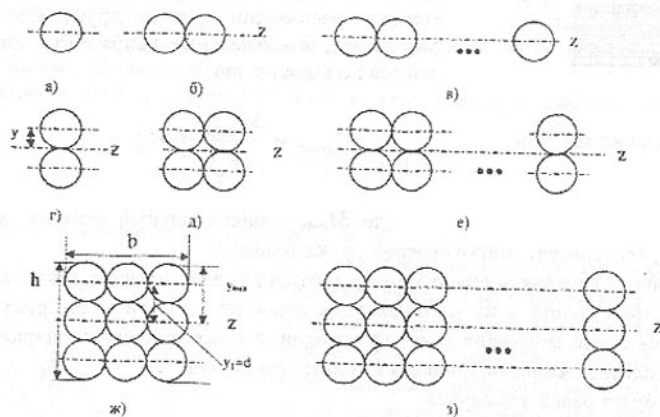


Рис. 4. Возможное расположение поперечных сечений волокон при работе инструмента

В этом случае момент инерции в общем виде имеет вид

$$I_z = n \left[\frac{\pi d^4}{64} + 2 \left[\left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot d^2 \right) + \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot (2d)^2 \right) + \dots + \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\frac{(m-1)}{2} d \right)^2 \right) \right] \right] \quad (5)$$

На рисунке 6 представлен общий случай сечения пятна контакта инструмента и обрабатываемой поверхности с m волокон по ширине сечения и n волокон по его длине, причем m - число четное.

В случае, когда число волокон m - четное число, момент сопротивления в общем виде имеет вид

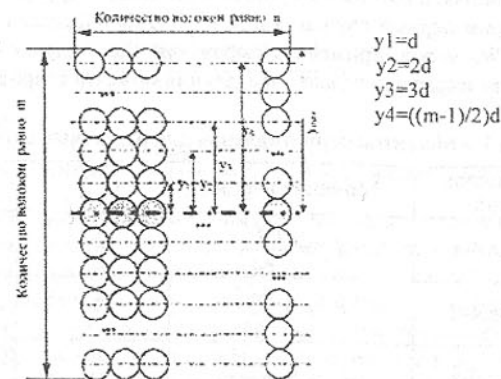
$$I_z = n \left[\left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) + \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\frac{3d}{2} \right)^2 \right) + \dots + \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\frac{(m-1)}{2} d \right)^2 \right) \right] \quad (6)$$

Момент сопротивления определяют по формуле:

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} \quad (7)$$

Для случая определения момента сопротивления для окружности (рис. 4-а) используется выражение 7 в виде:

$$W_z = \frac{I_z}{d/2}, \quad (8)$$



Окружности темного цвета лежат непосредственно на оси z

Рис. 5. Сечение в общем виде, m - нечетное число

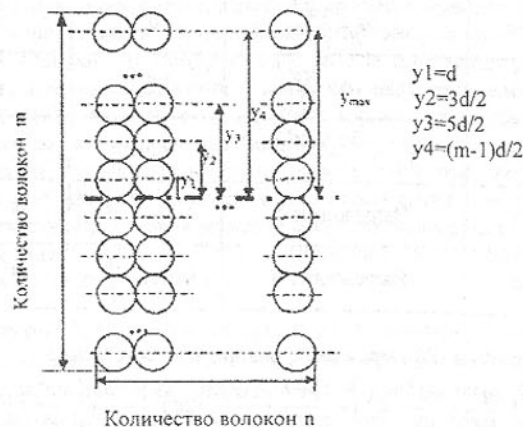


Рис. 6. Сечение в общем виде m - четное число

Подставляя выражения (4) в формулу (8) получим величину момента сопротивления для каждого конкретного случая, а подставив эту величину в выражение (3) можно определить максимальные допустимые нагрузки на инструмент. В таблице 1 представлены выражения момента сопротивления для различных форм сечений.

На рисунке 4-ж представлено пятно контакта, которое имеет 9 отдельных волокон. Длина каждой стороны обозначены соответственно, h и b . Для случая 4-ж образуется квадрат и $h = b$, однако для иного случая, например, 4-з пятно контакта имеет форму прямоугольника, в котором стороны не равны друг другу.

Рассмотрим первый случай, когда $h = b$. Для определения величины момента сопротивления W_z можно применить выражение 5 для случая 4-ж, или воспользоваться общеизвестным выражением для определения момента сопротивления прямоугольника

Таблица 1 – Моменты сопротивления для различных случаев

№ п/п	Сочетание сечений	Момент инерции	$y_{\max}$	Момент сопротивления
1	Рис.4-а	$I_z = \frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{d}{2}$	$W_z = \frac{\pi d^3}{32}$
2	Рис.4-б	$I_z = 2 \frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{d}{2}$	$W_z = \frac{\pi d^3}{16}$
3	Рис.4-в	$I_z = n \cdot \frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{d}{2}$	$W_z = \frac{n \pi d^3}{32}$
4	Рис.4-г	$I_z = \frac{5 \pi d^4}{32}$	d	$W_z = \frac{5 \pi d^3}{32}$
5	Рис.4-д	$I_z = \frac{5 \pi d^4}{16}$	d	$W_z = \frac{5 n \pi d^3}{16}$
6	Рис.4-е	$I_z = \frac{5 \pi d^4}{64}$	d	$W_z = \frac{5 n \pi d^3}{64}$
7	Рис.4-ж	$I_z = 105 \frac{\pi d^4}{64}$	$1,5d$	$W_z = \frac{35 \pi d^3}{32}$
8	Рис.4-з	$I_z = \frac{35 n \pi d^4}{64}$	$1,5d$	$W_z = \frac{35 n \pi d^3}{93}$
9	Рис.5	Выражение 5	$\frac{(m-1)}{2} \cdot d$	$W_z = \frac{2n}{(m-1)d} \cdot [A]^*$
10	Рис.6	Выражение 6	$(m-1) \cdot \frac{d}{2}$	$W_z = \frac{2n}{(m-1)d} \cdot [B]^*$

Примечание: $[A]$ и $[B]$ выражения, равные соответственно:

$$[A]^* = \left[\frac{\pi d^4}{64} + 2 \left[\left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot d^2 \right) + \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot (2d)^2 \right) + \dots + \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\frac{(m-1)}{2} d \right)^2 \right) \right] \right]$$

$$[B]^* = \left[\left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) + \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(\frac{3d}{2} \right)^2 \right) + \dots + \left(\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \left((m-1) \frac{d}{2} \right)^2 \right) \right]$$

Сравним оба способа, так по выражению 5 величина момента сопротивления будет:

$$W_z = \frac{35 \pi d^3}{32}$$

Для прямоугольника на рис. 4-ж со сторонами $h = b = 3d$ момент сопротивления примет вид:

$$W_z = \frac{bh^3}{12} = \frac{3d \cdot (3d)^3}{12} = \frac{3 \cdot 27 \cdot d^4}{12} = \frac{27}{4} d^4$$

Примем $d = 2$ мм, тогда

$$\frac{27}{4} d^4 = 6,75 \cdot 16 = 108 \text{ мм}^3, \text{ а } \frac{35 \pi d^3}{32} = 3,43 \cdot 8 = 27,47 \text{ мм}^3, 108 > 27,47$$

Следовательно, при использовании общепринятого подхода к определению величины момента сопротивления сечения, состоящего из отдельных волокон, происходит значительное завышение его реального значения, прежде всего из-за меньшей плотности материала, располагающегося на значительно меньшей площади, нежели геометрическое очертывание сечения. Например, сечение 1 в форме прямоугольника со сторонами a и b имеет площадь $S_1 = a \cdot b$, равную площади S_2 сечения 2 в форме двутавра. Однако распределение этих площадей в пространстве приводит к различным способностям к сопротивлению нагрузкам, приходящимся на эти сечения. Таким, образом, ясно, что распределение рабочих волокон в пространстве играет важную роль на стойкость инструмента в целом, так как напряжения учитывают величину момента сопротивления как обратно пропорциональную величину. То есть, чем момент сопротивления меньше, тем напряжения, испытываемые пучком волокон больше.

Представленные выражения справедливы для момента времени работы инструмента, когда рабочие волокна касаются обрабатываемой поверхности своими торцами (режим полирования). Однако для продуктивной работы инструмента придется начальная деформация h , изменяющая величину пятна контакта, распределение в нем рабочих волокон, т.е. изменяя одну из существенных характеристик рассматриваемого процесса. Прежде всего пятно контакта, рассматриваемое нами на данном этапе исследований как совокупность идеально правильных окружностей, трансформируется в совокупность эллипсов, что изменит выражения для определения момента инерции, и, стало быть, выражения для определения момента сопротивления пучка волокон.

Решение данной задачи важно для оптимального назначения режимов обработки, и будет рассмотрена в дальнейших работах.

Список литературы: 1. Новое в конструкции полимер-абразивного инструмента, Вісник Академії Інженерної Академії Наук, спецвипуск, шформ. по 5-й міжнарод. конф. "Фізическіе і комп'ютерніе технології в народному господарстві", Харків, 2002. 87-90 с. 2. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Расчет силы резания при шлифовании наружной цилиндрической поверхности эластичными кругами-щетками - «Прогрессивные технологии и системы машиностроения», Донецк, 2001, Вып. 15, 3. Колесник И.А., Негруб С.Л. Аналитические исследования прочности волокон полимеро-абразивного инструмента - «Вісник Академії інженерних наук України», спецвипуск „Машиностроение“, Днепропетровск, 2002, Вып. №4 стр. 44-51.

Сдано в редакцию 14.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Малышко И.А.

ТЕХНОЛОГИЯ ТЕПЛОЙ СБОРКИ СОСТАВНЫХ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Лебедь В.Т., Кулаченко А.А.
(АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The paper deals with the results of investigation of oversized products heat assembly process, specifically the sleeved rolls. The full cycle of the heat assembly process from heating the sleeve installed vertically in the heating furnace, insertion of the roll shaft into the sleeve, further heating of the product assembled and up to its subsequent cooling has been simulated by means of ABAQUS software package.

Производство крупногабаритных составных изделий, в частности, прокатных валков, представляет собой сложный технологический цикл [1], включающий получение заготовок, тепловую сборку оси валка с бандажом и механическую обработку на заключительной стадии изготовления изделия.

Совершенствование технологии тепловой сборки оси валка с бандажом (как и их демонтаж) во многом связано с оптимизацией режимов этого процесса, что имеет определяющее значение при производстве новых составных валков и реализации ресурсосберегающих процессов, базирующихся на восстановлении отработанных валков в составном варианте.

Изучение сложных технологических задач, связанных, например, с процессами тепловой сборки [1] (или термоструктурной [2]) составных крупногабаритных деталей, требует моделирования этого процесса и решения температурно-контактной задачи.

Общеизвестно [1], что тепловая сборка составных валков заключается в нагреве (прогреве) бандажа в печи до температуры, при которой обеспечивается сохранение ранее полученных механических свойств и структуры металла и гарантируется увеличение внутреннего диаметра бандажа для реализации процесса сборки (введение холодной оси валка в отверстие нагретого бандажа).

Температуру нагрева бандажа определяют расчетным путем по известной зависимости:

$$d_t = d(1 + \alpha t),$$

где d – внутренний диаметр бандажа;

α – коэффициент линейного расширения, 1/град.

t – температура нагрева.

Компьютерное моделирование процесса тепловой сборки позволяет более точно определить температуру и время нагрева бандажа, изучить процесс распределения температур, деформаций и напряжений в теле бандажа на любом отрезке времени этого процесса.

Изучение рассматриваемой технологии с учетом характеристики профиля посадочной поверхности оси валка в продольном направлении позволяет уточнить уровни распределения напряжений в теле бандажа и откорректировать как режимы процесса сборки, так и величину натяга, и параметры формы посадочной поверхности сопрягаемых деталей.

При моделировании процесса тепловой сборки был рассмотрен составной валок (новый бандаж и ось валка, изготовленная из отработавшего ресурс моноблочного

опорного вала) толстолистного стана. Параметры изделия: наружный диаметр бандажа $D = 1400$ мм, диаметр посадочной поверхности $d = 980$ мм, длина посадочной поверхности $l = 2800$ мм при общей длине изделия $L = 5770$ мм. Масса вала составляет 44,1 т.

Анализ уровней распределения напряжений произведен для трех форм механической профилировки оси вала: цилиндрической, трапецидальной и выполненной по профилю второго порядка.

Маршрутная технология тепловой сборки составного вала состоит из следующих операций.

После обработки внутреннего диаметра бандажа и установления его фактических размеров, данные для учета величины требуемого относительного натяга передаются на участок окончательной механической обработки посадочной поверхности бочки оси вала. Пропецившие термо- и механическую обработку детали составного вала поступают на сборку.

В качестве нагревательного устройства использована электрическая печь (рис. 1).

Основные параметры печи:

размер рабочего пространства 2600 мм; общая высота до 12000 мм; максимальная масса садки 170 т.; предельная температура нагрева 650 °С; рабочая температура 290 – 300 °С; число нагревательных зон равно шесть при общей мощности установки 400 кВт. Максимальная скорость нагрева 30 °С/час.

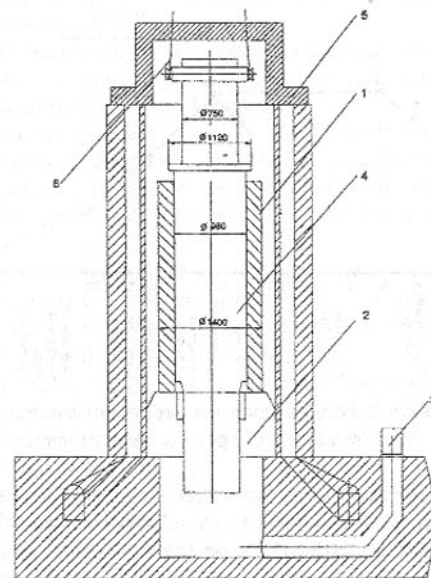


Рис. 1. Нагревательное устройство

На рис. 1 представлена схема нагревательного устройства с бандажом 1, установленным на опоре 2 в момент, когда бандаж прогрет до температуры посадки (290 – 300 °С). После нагрева бандажа производится отключение нагревателей и

вентилятора 3, выполняется измерение его внутреннего диаметра, и осуществляется процесс сборки оси вала 4 с бандажом. Перед началом сборки (введение холодной оси в прогретый бандаж) снимается и отводится в сторону от нагревательного устройства крышка 5.

Транспортирование и удерживание оси вала 4 на весу осуществляется крановыми цепями с использованием грузового хомута 7.

После окончания процесса сборки, крышка 5 нагревательного устройства устанавливается на прежнее место и производится повторное включение нагревателей и вентилятора, в соответствии с технологическим режимом, и начинается отсчет времени выдержки (рис. 2). Продолжительность цикла сборочной операции (от снятия крышки до ее закрытия) составляет не более 30 минут. Охлаждение сопряженных бандаж и оси вала производится с ограниченной скоростью (≤ 15 градус/час) до температуры 100 °С. При достижении указанной температуры выполняется съём крышки и передача вала в прогретый колодец до полного охлаждения изделия. Точность контроля температуры ± 5 °С.

Общая продолжительность бандажирования составляет 3 ... 5 суток (в зависимости от массы деталей). После полного остывания составной валок подлежит окончательной механической обработке.

Типовая схема технологии нагрева бандаж приведена на рис. 2.

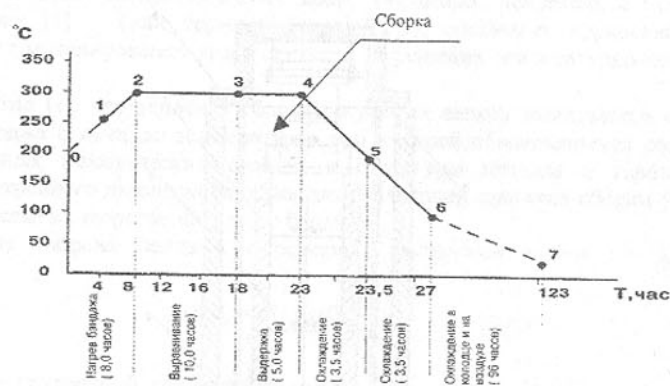


Рис. 2. Общая технологическая схема процесса тепловой сборки составного вала

Моделирование процесса технологии тепловой сборки и ее расчет был выполнен при помощи комплексной конечно-элементной программы ABAQUS (ККЭПА) [3]. Составляющим семейства ABAQUS является модуль ABAQUS/Standard (AS), включающий в себя все возможности линейного и нелинейного анализа и использующий неявную схему интегрирования. Это позволило использовать указанный модуль для решения вышепоставленной задачи.

В основу AS заложен высокопроизводительный решатель уравнений для разреженных матриц, обеспечивающий сходимость решения при минимальных затратах. Пользователь определяет «шаг» (часть истории анализируемых процессов, например, таких как теплового переходного процесса, технологического процесса и

др.), затем выбирает параметры сходимости и приращения требуемого для этого шага. Управление приращением шага позволяет с высокой степенью достоверности решать многие задачи, имея ограниченный объем информации о поведении моделируемой конструкции. Эта возможность является одним из примеров отличия ABAQUS от других конечно-элементных программ, что позволяет рассматривать ККЭПА как средство анализа, ориентированное на реальное производство.

Преимуществом AS является возможность решения сопряженных задач, таких как термомеханических. Последовательный анализ температур и напряжений использует одну простую опцию для ввода данных, чтобы направить результаты с полем температур из анализа теплопередачи в анализ напряженного состояния с автоматическим приращением по времени по первому анализу. В результате, задавая температурное воздействие на модель, в конечном счете, получаем ее напряженно-деформированное состояние. Такой связанный анализ невозможно было провести при помощи программы COSMOS WORKS [4], широко используемой на НКМЗ для решения статического анализа напряжений в конструкциях.

При решении задачи теплового бандажирования составных опорных валков использована осесимметричная задача теории упругости, поскольку валок обладает геометрической симметрией относительно оси Z, и распределение температурного потока в валке симметрично (при условии допущения полной однородности структуры материала). Вследствие использования двумерного элемента (вместо трехмерного) упростилось решение системы дифференциальных уравнений и существенно снизилось время расчета варианта.

AS содержит достаточно полную и гибкую библиотеку конечных элементов. В нашем случае выбраны специальные осесимметричные конечные элементы с температурными переменными (Thermally Coupled).

Особенностью решения рассматриваемой задачи являлось то, что в процессе моделирования тепловой сборки бандаж с осью вала наряду с температурной задачей решалась контактная задача. Шаговое задание нагрузки позволило проследить состояние составного вала при нагреве и охлаждении в печи в каждой ключевой зоне этого процесса (рис. 2).

При моделировании реализовалась возможность табличного задания термомеханических параметров в зависимости от температуры. Для решения поставленной задачи были использованы приведенные в таблицах 1, 2 показатели термомеханических свойств валковой стали 90 ХФ.

При расчете были изучены следующие параметры процесса тепловой сборки:

- характер распределения температурных полей в бандаже перед сборкой с осью вала и в процессе проведения температурного выравнивания рабочей зоны печи и охлаждения собранного составного изделия;
- деформация бандаж в процессе нагрева перед сборкой и после выполнения тепловой сборки с осью вала до полного остывания изделия;
- перераспределение напряжений в теле бандаж и оси вала после сборки и при остывании составного вала до 20 °С.

Расчеты были выполнены для трех форм профилировки посадочной поверхности оси вала в продольном сечении (рис. 3). В рамках данной статьи приведены лишь результаты расчетов вала при цилиндрической форме посадочной поверхности. Это позволило (для оценки полученных результатов) сопоставить их с проведенными расчетами напряжений от аналогичной посадки бандаж на ось по формулам Лямс (табл. 3).

Таблица 1 - Характеристика термомеханических свойств стали марки 90ХФ

Наименование параметров	Температура бандажа (оси вала), °С				
	20	100	200	300	600
Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·град)	44	44	42	38	-
Удельная теплоемкость C , Дж/кг·град	460	460	500	560	-
Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/град	11,6	-	-	-	14,6

Таблица 2 - Механические свойства принятой марки стали марки

Наименование параметров	Величина
Модуль упругости E , $\times 10^{11}$ Па	2,1
Коэффициент Пуассона μ	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7800

Основные результаты расчетов составного вала при постоянной величине натяга представлены на рис. 4, 5, 6, 7.

Анализ расчетов показывает, что при охлаждении сопряженных бандажа и оси вала до температуры 100 °С в печи, ось не успевает достигнуть равномерного остывания по всему объему тела. На наружной поверхности температура оси составляет 100 °С, а в средней части температура оси достигает 138 °С. При этом максимальные эквивалентные напряжения на краю посадочной поверхности в теле бандажа составляют $\sigma_3 = 240$ МПа при величине натяга $\Delta = 0,98$ мм. По всей длине посадочной поверхности эквивалентные напряжения σ_3 равны 216 МПа.

При полном охлаждении составного вала (в колодце) в течение 96 часов ось остывает полностью. Максимальные эквивалентные напряжения на краю посадочной поверхности при натяге $\Delta = 0,98$ мм составляет $\sigma_3 = 220$ МПа. По всей длине посадки эквивалентные напряжения $\sigma_3 = 182$ МПа.

Таблица 3 - Сопоставление результатов расчета напряжений в теле бандаж

		Результаты расчета по				Соотношение Ляме/AS ср.
		Ляме	AS			
			min	max	среднее	
1	Контактное давление, МПа	53,55	47,8	90	68,9	0,78
2	Эквивалентное напряжение по 3-й теории прочности, МПа	210	182	220	201	1,04
3	Радиальное напряжение на внутр. диаметре бандажа, МПа	-53,55	-47,8	-90	-68,9	0,78
4	Окружное напряжение на внутреннем диаметре бандажа, МПа	156,45	152	148	150	1,04
5	Радиальное увеличение внутреннего диаметра бандажа, мм	0,805	0,816	-	-	0,99

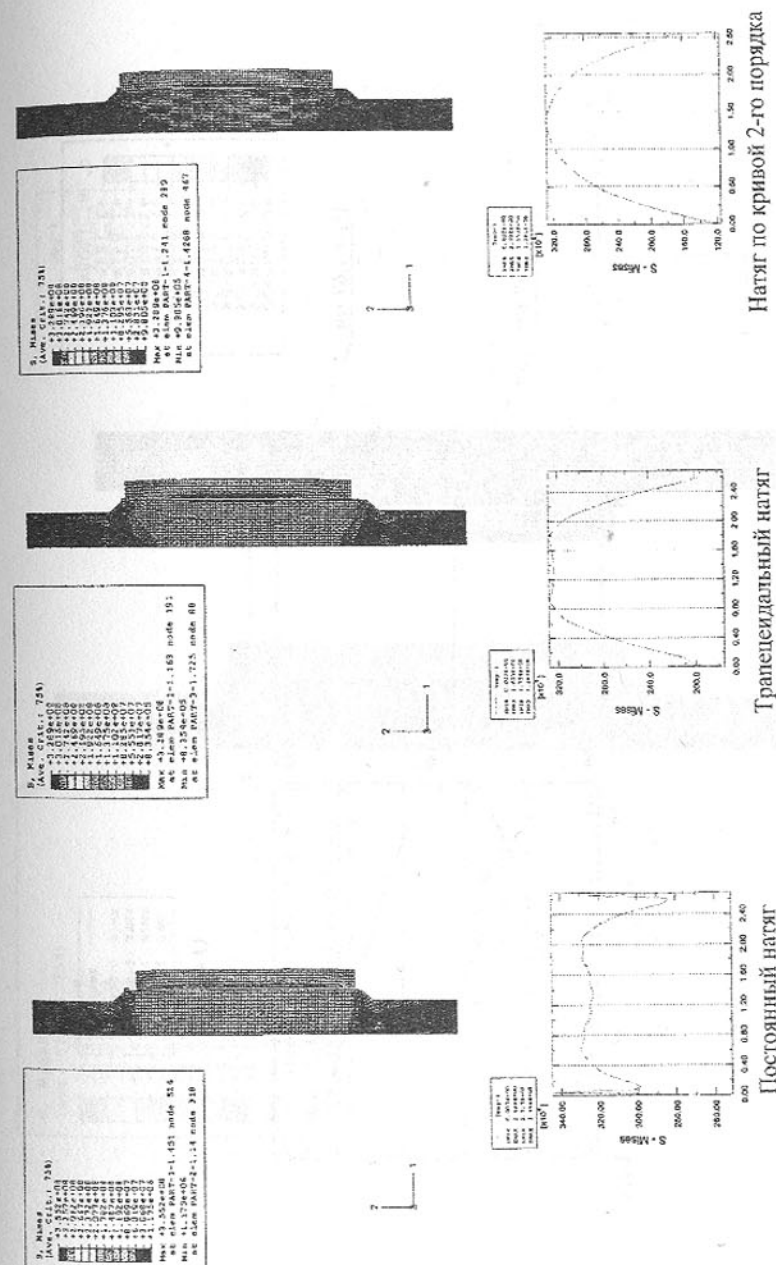


Рис. 3. Изополя эквивалентных напряжений для трех типов профилировки оси вала (т. 6 на рис. 2)

Рис. 4. Распределение радиальных перемещений по посадочной поверхности бандажа после 3,5 часов совместного остыва

S, Mises
(Ave. Crit.: 75%)

2.507e+08
2.098e+08
2.098e+08
1.683e+08
1.675e+08
1.467e+08
1.259e+08
1.051e+08
8.33e+07
8.27e+07
2.193e+07
1.158e+06

Max #2.507e+08
at elem PART-1-1.451 node 526
Min #1.158e+06
at elem PART-2-1.14 node 5

S - Mises

Temp=1
XMIN 0.000e+00
XMAX 2.073e+08
YMIN 1.274e+08
YMAX 2.430e+08

L, M

256
128
0.00 140.0 180.0 200.0 240.0

$\sigma_s = 240 \text{ MPa}$

$\sigma_s = 127,8 \text{ MPa}$

2 1

Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений на посадочной поверхности бандажа после 3,5 часов совместного остывания с осью при постоянной величине натяга (т. 5 на рис. 2)

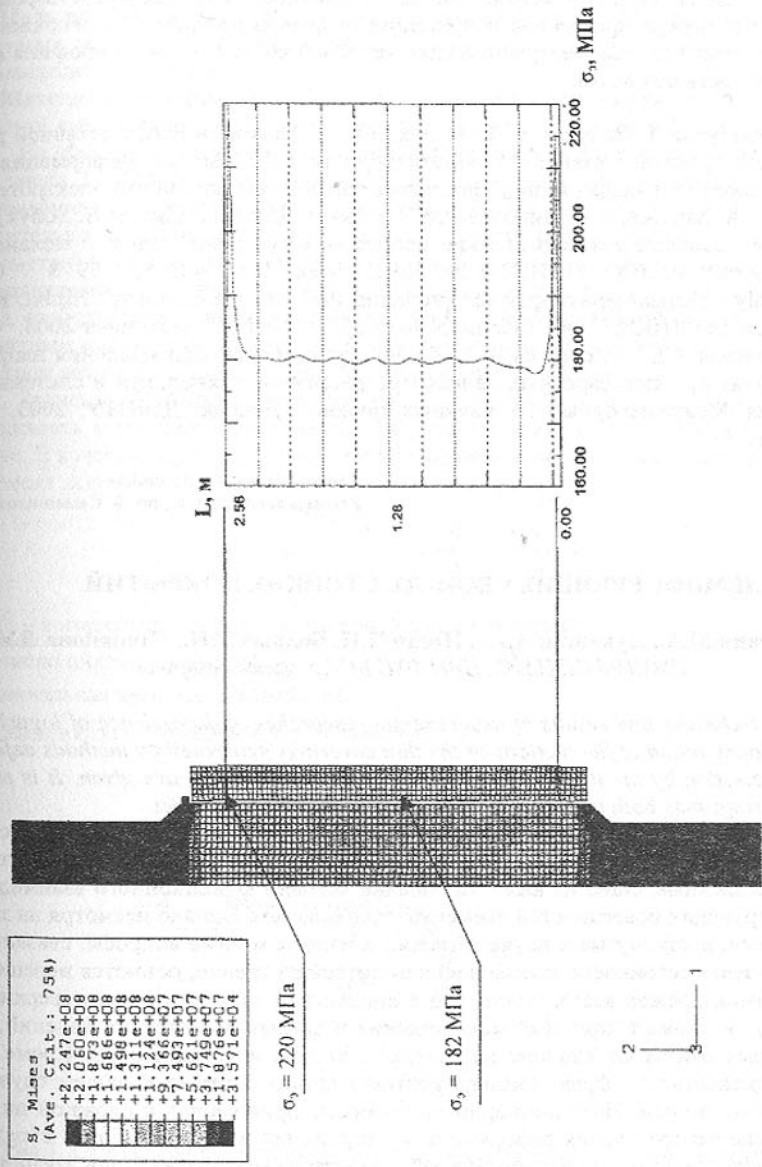
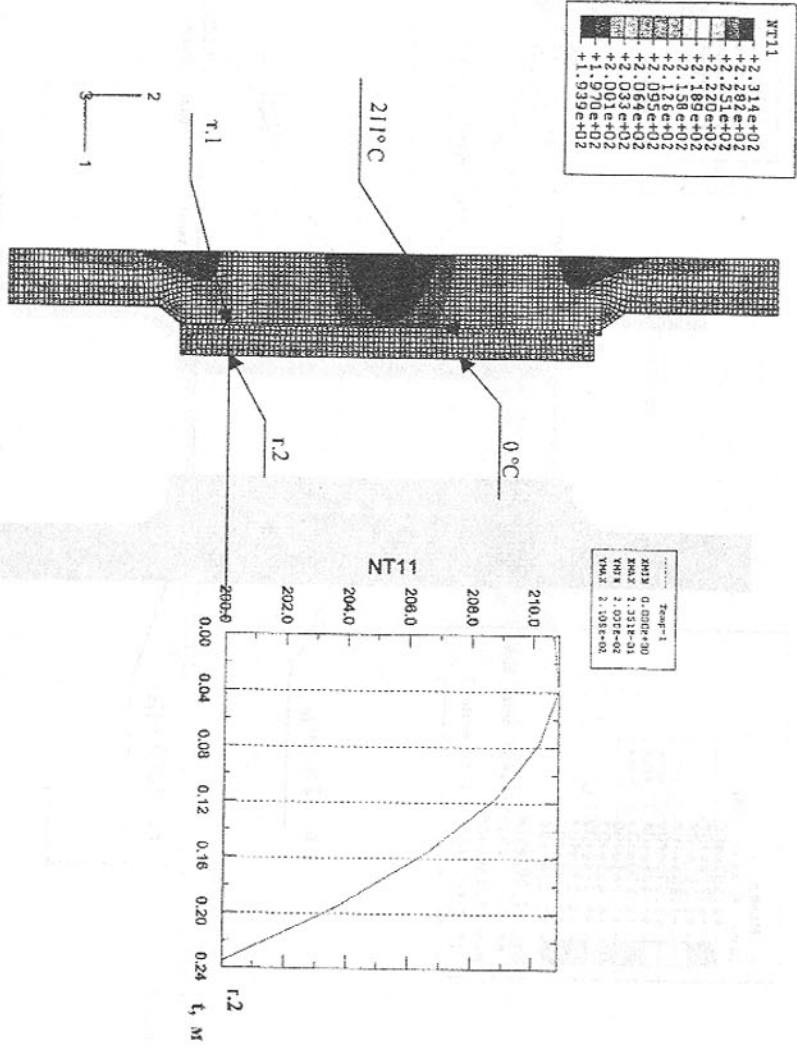


Рис. 6. Распределение температуры по толщине бандажа после совместного остывания с осью за 3,5 часа при постоянном натяге (т. 5 на рис. 2)



Полученные результаты моделирования процесса тепловой сборки составного вала и решения температурной и контактной задач позволяют скорректировать режимы нагрева, оценить перераспределение напряжений от формы посадочной поверхности и определить оптимальные параметры процесса тепловой сборки, а также профиля посадочной поверхности оси вала.

Список литературы: 1. Полухин В.П., Полухин П.И., Николаев В.А. Составной рабочий инструмент прокатных станов. М., «Металлургия», 1977. 88с. 2. Деформация пустотелых банджей при непрерывно – последовательной индукционной электротермообработке / Ю.А. Башнин, В.А. Николаев, М.В. Гедон, Л.И. Киселева, И.А. Бобух, В.Т. Лебедь //Прогрессивные технологические процессы в заготовительном и механическом производстве. НПО «НИИПТмаш», Краматорск, 1986. – С. 53 – 59 3. . Complex of certainly - element general-purpose programs, designed the company "Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc" (HKS, USA). License N 44 of JSC "NKMZ". November 2003. 4 Лебедь В.Т., Вольвач А.Е., Кулаченко А.А. К вопросу изучения распределения напряжений в составных крупногабаритных валах/Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 25.- С. 203-212

Сдано в редакцию 16.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Семенченко А.К.

ДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА ТОНКИХ ПОКРЫТИЙ

Леванцевич М.А., Лукашик А.А., Ишин Н.Н. Бодрых Т.И., Степанова Л.И.
(ИМИНМАШ НАНБ, НИИ ФХП БГУ, г. Минск Беларусь)

In article the technique and results of experimental researches of dependence of logarithmic decrement of attenuation of fluctuations of the thin coverings generated by methods deformation metal protection by the flexible tool and galvanic sedimentation are given. It is shown, that thin coverings may both improve and worsen units friction properties.

Введение. Проблема повышения надежности машин и механизмов является одной из первостепенных в машиностроении. Попытки ее решения предпринимаются по многим направлениям. Одно из них - улучшение условий фрикционного взаимодействия контактирующих поверхностей элементов трибосистем. Однако несмотря на значительные успехи, достигнутые в науке о трении и износе, многие вопросы, связанные с повышением износостойкости и уменьшением потерь на трение, остаются нерешенными. Это связано, прежде всего, с тем, что в контактной зоне трущихся поверхностей одновременно возникает комплекс механических и физико-химических явлений, каждое из которых оказывает влияние на процессы трения и изнашивания. Кроме того, вследствие дискретности фрикционного контакта процесс трения в общем случае не является стационарным. Нестационарность процесса, приводящая к сложной динамической картине распределения деформаций и напряжений в поверхностных слоях трущихся тел, обуславливает и свособразие виброакустических явлений при трении [1,2]. В большинстве случаев эти явления оказывают отрицательное влияние. Для борьбы с ними применяют различные методы. В их числе и методы нанесения защитных покрытий [3 - 5]. В этой связи представляют интерес исследования по оценке демпфирующих

свойств тонких покрытий, используемых для нанесения на трущиеся поверхности контактирующих деталей с целью улучшения условий трения.

Цель исследований. Определить демпфирующую способность тонких покрытий, наносимых методами деформационного плакирования гибким инструментом и электрохимического осаждения.

Методика эксперимента. Испытания по оценке демпфирующих свойств тонких покрытий выполняли на установке, схема которой представлена на Рис.1.

На массивном основании 1, установленном на демпфирующих опорах 2, закреплены тиски 3, обеспечивающие консольный зажим исследуемого образца 4. Скоба 5, установленная на прецизионной цилиндрической паре 6, имеет возможность поворота относительно оси этой пары и вертикального перемещения, создаваемого с помощью микрометрического винта 7. Посредством скобы 5 испытываемому образцу задаются первоначальная амплитуда деформации, а затем, путем последующего сбрасывания скобы, свободные затухающие колебания. Регистрация колебаний осуществляется бесконтактным индуктивным датчиком 8, измерительным прибором 9 (БИ-1), который посредством аналого-цифрового преобразователя соединен с ЭВМ 10.

Запись и обработка полученных виброграмм свободных затухающих колебаний выполнялась в соответствии с методикой, приведенной в [4], по разработанной программе. В качестве характеристики демпфирования использовался логарифмический декремент затухания колебаний, определяемый по формуле:

$$\delta_i = \frac{1}{n} \cdot \ln \frac{A_0}{A_n} = \frac{1}{n} \cdot \ln t,$$

где: δ_i – логарифмический декремент затухания колебаний;

n – число циклов колебаний;

A_0 – начальная амплитуда колебаний;

A_n – амплитуда колебаний через n циклов.

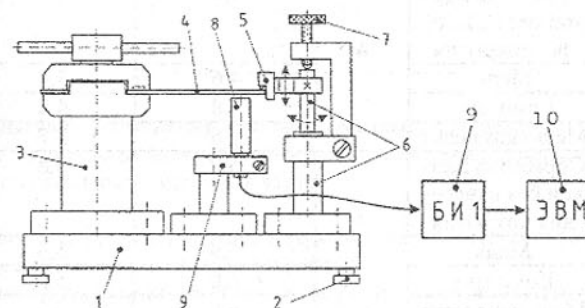


Рис.1. Схема экспериментальной установки для определения логарифмического декремента затухания колебаний тонких покрытий: 1 – основание, 2 – опора, 3 – тиски, 4 – образец, 5 – скоба, 6 – прецизионная цилиндрическая пара, 7 – микрометрический винт, 8 – индуктивный датчик, 9 – блок измерительный БИ-1, 10 – электронная вычислительная машина.

Отношение $t = \frac{A_0}{A_n}$ обычно принимают в диапазоне от 1,1 до 4/4. В наших исследованиях оно составляло $t = 1,25$.

В качестве образцов использовались прямоугольные пластины из стали 65Г (Hv 450), размером $1 \times 20 \times 75$ мм, и из стали 08кп (Hv 90), размером $1 \times 20 \times 75$ мм.

В процессе исследований было испытано 9 образцов из стали 65Г и 4 образца из стали 08кп. По три образца из сталей 65Г и 08кп на одной из поверхностей имели покрытие из меди, композиционного многокомпонентного сплава на основе меди, олова, свинца и цинка (композит) и двухслойное покрытие медь-композит, сформированные методом деформационного плакирования гибким инструментом /6-8/. Толщина покрытий не превышала 4 мкм.

Поверхности пяти образцов из стали 65Г были покрыты никелевым покрытием толщиной от 10 до 50 мкм.

Результаты и обсуждение. В таблице 1 приведены результаты оценки логарифмического декремента затухания колебаний покрытий, сформированных методом деформационного плакирования гибким инструментом на образцах из стали 65Г и 08кп.

Как видно из представленных данных, после нанесения покрытий вращающейся металлической щеткой демпфирующие свойства всех исследуемых образцов ухудшились. Данный эффект наиболее заметен на образцах из стали 65Г, на которых изменение логарифмического декремента достигает от 17 до 26%. На образцах из стали 08кп уменьшение декремента не так заметно, и составляет всего 10% от начальной величины.

Таблица 1 - Результаты измерений логарифмического декремента затухания колебаний покрытий, сформированных методом деформационного плакирования гибким инструментом на образцах из стали 65Г и 08кп.

№ п.п.	Материал образца	Состав покрытия	Толщина покрытия, мкм	Декремент до нанесения покрытия, $\times 10^{-3}$	Декремент после нанесения покрытия, $\times 10^{-3}$	Изменение D, $\times 10^{-3}$
1	Ст 65Г	Обработка щеткой без нанесения покрытия	4	3,4	2,9	-0,5
2		Медь		4,6	3,4	-1,2
3		Композит		5,8	4,8	-1,0
4		Медь+композит		4,6	3,7	-0,8
1	Ст 08кп	Обработка щеткой без нанесения покрытия	4	6,0	5,8	-0,2
2		Медь		5,9	5,3	-0,6
3		Композит		6,0	5,6	-0,4
4		Медь+композит		6,0	5,3	-0,7

В обоих случаях снижение логарифмического декремента можно объяснить механическим воздействием инструмента обработки – вращающейся металлической щетки. Металлическая щетка деформирует поверхностный слой материала образца, приводя к явлению поверхностного упрочнения – наклепа. Кроме того, при данном методе нанес-

сения покрытия физико-механические свойства нанесенного материала существенно отличаются от исходных /6,7/. В результате сформированный поверхностный слой приобретает большую твердость и, соответственно, модуль упругости. Это подтверждает и повышение частоты колебаний образцов после обработки щеткой на величину 2-4% для образцов из стали 65Г и 3-4% для образцов из стали 08кп. Повышение модуля упругости, оказывающего непосредственное влияние на демпфирующие свойства материала поверхностного слоя, и привело, на наш взгляд, к снижению декремента затухания колебаний.

Факт ухудшения демпфирующих свойств образцов с покрытиями, в определенной степени может служить косвенным подтверждением явления упрочнения поверхностного слоя вращающейся щеткой, способствующего существенному улучшению эксплуатационных характеристик трибосистем /6-8/.

На Рис. 2 представлена диаграмма, характеризующая зависимость декремента затухания колебаний от толщины никелевых покрытий.

Как видно из приведенной диаграммы, увеличение толщины никелевых покрытий, в целом, способствует повышению демпфирующих свойств образцов. Однако возможности такого улучшения ограничены. Начиная с толщины 30...35 мкм демпфирующие свойства снижаются. Возможно, это связано с возникновением дефектов в структуре покрытий после наращивания определенной толщины, характерных для метода гальванического осаждения, или изменением режимов никелирования. /9/.

Выводы. Тонкие покрытия, наносимые на рабочие поверхности трущихся деталей с целью улучшения условий трения, могут, как улучшать, так и ухудшать демпфирующие свойства трибосистем. Степень улучшения или ухудшения демпфирующих

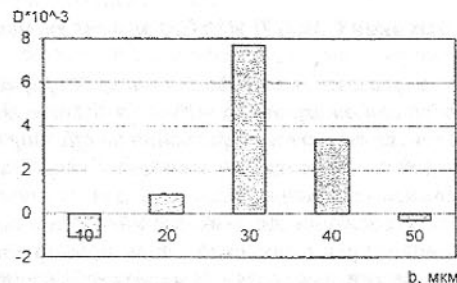


Рис. 2. Диаграмма изменения логарифмического декремента затухания колебаний в зависимости от толщины никелевых покрытий на образцах из стали 65Г, сформированных методом гальванического осаждения.

свойств зависит от метода нанесения покрытий, физико-механических свойств материалов основы и покрытия, толщины покрытий.

Покрытия, сформированные методом деформационного плакирования гибким инструментом, наряду с существенным повышением эксплуатационных свойств, могут обуславливать некоторое ухудшение виброакустических характеристик узлов трения при высоких скоростях относительного перемещения контактирующих поверхностей.

Список литературы. 1. Александров А. С., Елесин В. Ф., Щавелин В. М. Акустическое излучение при фрикционном взаимодействии шероховатых поверхностей //

Поверхность: Физика, химия, механика, 1986, № 8, 127—132; 2. Свириденок А. И., Мышкин Н. К., Калмыкова Т. Ф., Холодилов О. В. Акустические и электрические методы в триботехнике. Минск: Наука и техника, 1987 — 223 с.; 3. Фавстов Ю.К. К определению внутреннего трения демпфирующих покрытий. - Изв. АН СССР, ОТН Механика и машиностроение, №3, 1963г. с.127-128.; 4. Писаренко Г.С., Матвеев В.В., Яковлев А.П. Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем. - Киев: Наукова думка, 1976 — 86 с.; 5. Фавстов Ю.К., Шульга Ю.Н. Сплавы с высокими демпфирующими свойствами. - М.: Металлургия, 1973, 255 с.; 6. Белевский Л.С. Пластическое деформирование поверхностного слоя и формирование покрытия при нанесении гибким инструментом. - Магнитогорск: Лицей РАН, 1996.-231 с.; 7. Андупов В. П. Технологические основы получения биметаллических изделий плакированием гибким инструментом: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: / Магнитогорская горно-металлургическая академия им. Г. И. Носова. - Магнитогорск, 1997. — 43 с.; 8. Леванцевич М.А., Максимченко Н.Н., Зольников В.Г. Исследование изнашивания поверхностей трения с покрытиями сформированными гибким инструментом. - В кн.: Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междун. сб. научных трудов. — Донецк: ДонГТУ, 2003. Вып. 25. — С. 212 — 220.; 9. Ямпольский А.М. Меднение и никелирование. — Л.: Машиностроение, 1977. 112с.

Сдано в редакцию 16.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ И СИСТЕМ В ИНФОРМАЦИОННОМ ПРОСТРАНСТВЕ СВОЙСТВ

Луцкий С.В. (ГП ИМУС, Харьков, Украина)

Simulation of information processes on the basis of models of space of properties described by structuring of duration and an expansion, within the framework of which one the properties of a technological system, carriers the information on affecting medium show.

Моделирование (образ, прообраз) — воспроизведение характеристик некоторого объекта на другом объекте, специально созданном для их изучения [1]. Моделирование систем основано на использовании динамической аналогии. Аналогия означает нетождественное подобие свойств или отношений. Моделирование предполагает построение действующей математической или реальной модели, обладающей свойствами (или характеризующей отношениями) которые подобны свойствам или соотношениям рассматриваемой естественной или технической системы. Моделирование используется как для объяснения различных явлений, так и для прогнозирования поведения сложных систем.

Развитие научных основ двух главных ветвей моделирования — технико-экспериментальной и теоретической в современном естествознании связано с открытием закона сохранения и превращения энергии, так как используемые в них фундаментальные законы превратили идею общности единства природных процессов из философского утверждения в научный факт. Дальнейшее развитие теории и практики в области эксперимента и теоретического познания привели к созданию теории подобия. Было сформулировано основное условие моделирования — наличие некоторой общности между моделью и моделируемым объектом. Большую роль в развитии моделирования играли модели, для которых общность с оригиналом выражалась в аналогии урав-

нений, описывающих разнородные в физическом отношении процессы в моделируемом объекте и модели.

Наука и техника обогащена в области моделирования различных систем трудами М.П.Костенко, И.А.Глебова, В.М.Глушкова, Н.П.Бусленко, Г.С.Поспелова, А.А.Самарского, Б.А.Трапезникова, К.Ф.Фролова, Д.Н.Форафаса, Р.Белмана, Р.Е.Калмана и др., создавших ряд школ и направлений в исследовании и проектировании сложных систем.

Широкое применение методов математического моделирования связано с использованием различных подходов к составлению математических моделей технологических процессов и систем. Среди этих подходов перспективными являются [2]: структурно-системно-информационный; кинетический, стохастически-вероятностный, термодинамический, физико-математический, а также подходы с использованием принципов аналогий (аналогизационный), диакоптики, топологии, пикторграфии, языков моделирования, дисперсионного, регрессивного и корреляционного анализа.

Новые возможности в математическом моделировании открываются при использовании вариационного метода в построении математических моделей. На основе физической сущности процесса записывается функционал, отражающий совместное действие основных сил и превращений энергий. От составленного функционала берут вариацию, после чего он распадается на ряд уравнений Эйлера, которые и представляют математическую модель процесса в дифференциальных уравнениях.

Выдвижение интенсивных факторов развития технологических процессов и систем влечет за собой постановку совершенно новых задач научно-технического прогресса в ряду которых одной из важнейших является построение нового уровня современных технологий и систем, что может быть обеспечено созданием методов и подходов к моделированию, позволяющих наиболее рациональным способом распределить возлагаемые на них функции в многообразии сред.

Системное исследование характеризуется обоснованием исходных концептуальных схем и моделей для постановки и решения актуальных научно-технических задач. Системно-информационный подход, используемый при решении отмеченных выше задач, прежде всего должен раскрыть информационные свойства взаимодействующих систем, определить их качественные и количественные характеристики.

Когда говорят, что система В содержит информацию о системе А, то это означает, что в системе В произошли такие изменения в результате воздействия на нее системы А, по которым можно судить о состоянии системы А, т.е. если система В отражает систему А, то она содержит информацию об этой системе. Как система А, так и система В могут находиться на различных уровнях сложности (организованности, упорядоченности ее элементов, разнообразия). Это могут быть предметы и явления неорганической природы, живые организмы, мыслящие существа, вычислительные машины и т.д.).

Взаимодействие между системами А и В можно описать множеством причинно-следственной цепочки

$$F(X^A, X^B) = U^A \sigma^A X^A \eta^A Y^A \theta U^B \sigma^B X^B \eta^B Y^B \nu;$$

где $U^A, U^B, X^A, X^B, Y^A, Y^B$ - входы, выходы, состояния систем А и В.

$\eta^A, \eta^B, \sigma^A, \sigma^B$ - выходные и переходные отображения систем А и В.

θ, ν - отображения согласованности систем А и В.

Можно предположить, что физическая сущность систем обуславливается их состоянием. Изменение состояния формируется посредством информационной связи,

возникшей между взаимодействующими системами А и В.

$$e^A = X^B \eta^B Y^B \nu U^A \sigma^A X^A;$$

$$e^B = X^A \eta^A Y^A \theta U^B \sigma^B X^B;$$

Множества $e^A \in E^A$ и $e^B \in E^B$ на интервале $t_0 < t_\Phi < t_1$, информационно согласованы с целенаправленными свойствами системы S^{AB} в которую они входят.

Исходя из принципа суперпозиции множество независимых воздействий $\{U_k\}$ на систему, находящуюся в определенном состоянии $\{X_e\}$, вызывает множество независимых реакций $\{Y_n\}$, т.е., можно сказать, что система характеризуется множеством свойств, которые обуславливаются состоянием воздействующей системы

$$S^B = \{X_e^B\} = \{\eta_B^{-1} Y_n^B\} = \{X_m^A \eta^A Y_k^A \theta U_\delta^B \sigma^B X_{(e-1)}^B\} = \{e_d^B\}$$

$$S^A = \{X_e^A\} = \{\eta_A^{-1} Y_n^A\} = \{X_m^B \eta^B Y_k^B \nu U_\delta^A \sigma^A X_{(e-1)}^A\} = \{e_d^A\}$$

$d = 1 \dots \infty$; $e = 1 \dots \infty$; $n = 1 \dots \infty$; $m = 1 \dots \infty$; $k = 1 \dots \infty$; $\delta = 1 \dots \infty$.

Система проявляет себя только в процессе взаимодействия со средой посредством множества свойств $\{e_d^A\}$; $\{e_d^B\}$.

Использование понятия свойства системы $\{e\}$ при решении системных задач предполагает, что значение выхода Y посредством обратного отображения η^{-1} однозначно характеризует состояние системы X в реализованном процессе $\{e\} = \{y\} = X$. Таким образом любой параметр системы (внешний, внутренний) характеризует ее свойство – качественную сторону, а значение параметра – количественную.

Системы А и В могут быть заданы множеством в них стабильных и множеством изменяющихся характеристик. Первые задают ее определенность на рассматриваемом (конечном) интервале времени, вторые – поведение [3].

К нестабильным характеристикам систем относятся:

1.) Конечное множество актуально воспринимаемых ею (непосредственно или опосредовано) на определенном отрезке времени свойств воздействующей системы $E^A = \{e_n^A\}$, $E^B = \{e_m^B\}$, $n = 1 \dots k$, $m = 1 \dots d$.

2.) Верхние и нижние границы восприятия интенсивности каждого обладающего градицией свойства $\lambda(e_n^A)$, $\lambda(e_m^B)$.

3.) Максимальные масштабы длительности $\Gamma(T)$ и протяженности $\gamma(R^n)$, воспринимаемые системами как "теперь" и "здесь".

4.) Минимальные масштабы длительности $\gamma(T)$ и протяженности $\gamma(R^n)$, различимые системами, предел отличимости.

Первая из этих характеристик связана с восприятием качественной определенности систем, а три следующие – их количественной определенности.

Эти множества и масштабы изменяются системами А и В в процессе взаимодействия и выступают как переменные фильтры, определяющие зависимость от системы их восприятия друг друга.

К стабильным характеристикам систем относятся предельные значения нестабильных характеристик:

1.) Конечное множество потенциально воспринимаемых системами А и В свойств воздействующих систем $E^A = \{e_n^A\}$, $E^B = \{e_m^B\}$.

2.) Предельные верхние и нижние границы восприятия интенсивности каждого обладающего градицией свойства

$$\lambda^*(e_n^A) = \sup \{\lambda(e_n^A)\}; \quad \lambda^*(e_m^B) = \inf \{\lambda(e_m^B)\};$$

$$\lambda^*(e_m^B) = \sup \{\lambda(e_m^B)\}; \quad \lambda^*(e_n^A) = \inf \{\lambda(e_n^A)\};$$

3.) Предельные максимальные масштабы длительности и протяженности

$$\Gamma^*(T) = \sup \{\Gamma(T)\}; \quad \Gamma^*(R^n) = \sup \{\Gamma(R^n)\};$$

4.) Предельные минимальные масштабы длительности и протяженности

$$\gamma^*(T) = \inf \{\gamma(T)\}; \quad \gamma^*(R^n) = \inf \{\gamma(R^n)\};$$

Выше перечисленные характеристики структурируются в зависимости от вида системы: неорганическая, биологическая, социальная, искусственная. Эта структуризация определяет ценность и инертность системы.

Процесс смены характеристик системы зависит от изменения их состояний.

Механизмы избирательного отношения к восприятию системами друг друга вместе с механизмами реакций составляют основу "свободы" системы.

Определим универсум U конечным множеством свойств

$E^A = \{e_n^A\}$, $E^B = \{e_m^B\}$. Тогда можно упорядочить все границы диапазонов

длительности и протяженности $\Gamma(T)$, $\gamma(T)$, $\Gamma(R^n)$, $\gamma(R^n)$ в которых проявляются эти свойства. Универсум U можно рассматривать либо как множество пластов длительности $U = \{S_i(T)\}$, либо как множество пластов протяженности $U = \{S_j(R^n)\}$, каждый из масштабов T_i и R^n , является границей между соответствующими пластами $S_i(T)$, $S_{i+1}(T)$ или $S_j(R^n)$, $S_{j+1}(R^n)$. Таким образом масштабы T и R^n подобны ступеням лестниц ведущих от момента к вечности и от точки значения к бесконечности.

По определению при переходе из одного пласта в другой либо появляется либо исчезает хотя бы одно свойство. Какая либо пара пластов длительности и протяженности может либо вообще не иметь общих свойств, либо иметь большие или меньшие их число. В последнем случае можно говорить о большей или меньшей корреляции между этими пластами.

При значимой корреляции можно объединить соответствующую пару пластов в один пласт длительности-протяженности $S_{ij}(T, R^n)$ – характеризуемый множеством свойств $\{e^A(i, j)\}$, $\{e^B(i, j)\}$.

Обнаружение системой того или иного свойства из $\{e_n^A\}$, $\{e_m^B\}$ и определение его интенсивности возможны при наличии свойства в пласте длительности-протяженности $S_{ij}(T, R^n)$ в рамках одного минимального масштаба длительности $\gamma(T_i)$ или протяженности $\gamma(R^n)$.

В рамках масштабов $\Gamma(T_i)$ и $\gamma(T_i)$ свойства $\{e^A\}$ и $\{e^B\}$ могут проявлять качественную определенность в виде изменчивости (постоянность, переменность). Количественная определенность будет выражаться спектрами таких масштабов $T_k(e_{ij})$ и $T_k(v_{ij})$, при

переходе через которые интенсивность изменчивости свойств будет меняться. В рамках масштабов $\Gamma(R^n)$, $\gamma(R^n)$ свойства $\{e_{ij}^A\}$ и $\{e_{ij}^B\}$ могут проявлять качественную определенность в виде неоднородности и связанная с ней количественная определенность будет выражаться дискретными спектрами масштабов $R_S(e_{ij}^A)$, $R_S(e_{ij}^B)$ при переходе через которые интенсивность неоднородности свойств будет меняться.

Введение таких вторичных характеристик свойств означает перевод временных и пространственных описаний систем А и В из чисто количественных в качественно-количественные.

Исходя из вышесказанного каждому диапазону масштабов длительности ($T_{k-1} \div T_k$) или протяженности ($R_{S-1} \div R_S$) можно поставить в соответствие слой длительности $L_k(T)$ или протяженности $L_S(R^n)$, в котором всякое свойство $\{e_{ij}^A\}$, $\{e_{ij}^B\}$ или $\{e_{ij}^A\}$, $\{e_{ij}^B\}$ могут быть постоянными, либо переменными, либо однородными, либо неоднородными. При переходе из слоя $L_k(T)$ в слой $L_{k+1}(T)$, либо $L_S(R^n)$ в слой $L_{S+1}(R^n)$ хотя бы одно из постоянных свойств $\{e_{ij}^A\}$, $\{e_{ij}^B\}$ становится переменным, либо хотя бы одно из однородных свойств становится неоднородным (или наоборот).

Введем понятие бислой длительности $B_k(T)$ и протяженности $B_S(R^n)$ как совокупности смежных слоев $L_k(T)$, $L_{k+1}(T)$ и $L_S(R^n)$, $L_{S+1}(R^n)$. Характерной особенностью его является то, что в соответствующем ему диапазоне масштабов длительности T_i или протяженности R^n хотя бы одно свойство из $\{e_{ij}^A\}$ и $\{e_{ij}^B\}$ выступает как постоянное и как переменное, или как однородное и как неоднородное.

При данном подходе к анализу систем длительность и протяженность являются внутренне присущими характеристиками систем А и В и являются неоднородными, дискретными и конечными, а их определенность требует указания на диапазоны длительности и протяженности в отличие от однородных непрерывных и бесконечных во времени и пространстве, определенность которых требует указания на систему отсчета.

Использование структуризации длительности и протяженности дает возможность рассматривать различный уровень "объективности" взаимодействия двух систем. Если системы рассматриваются в масштабах длительности и протяженности охватывающие две границы между слоями, т.е.

$$\gamma(T) < T_{k-1} < T_k < \Gamma(T) \text{ или}$$

$\gamma(R^n) < R_{S-1} < R_S < \Gamma(R^n)$ то в этом случае воздействующая система может формировать изменения состояния системы на которую она воздействует так и структуру. Это становится возможным если в пределах длительности и протяженности системы выделенного в блоке $B_{k,S}$, проявляются переменные и инородные свойства не фиксируемые за этими пределами. Тогда они могут выступать в качестве переменных свойств данной системы.

Для обеспечения взаимодействий между элементами технологической системы и средой должны быть созданы все необходимые связи, обеспечивающие в пространстве и во времени целенаправленное функционирование технологической системы с заданными свойствами. Проявление свойств в масштабах длительности и протяженности представляет собой структурированное пространство свойств. Каждое реализованное свойство технологической системы (внутреннее и внешнее) несет информацию цели системы. Это количество информации равно количеству информации реализованных свойств и их значений проявившихся в пространстве и времени в процессе функционирования технологической системы.

Количество информации которое несет качественное значение конечного множества свойств потенциально воспринимаемых системой

$$I_E = \sum_{n=1}^d \log_2(d-n); E = \{e_n\}, n = 1 \dots d;$$

Количество информации которое несет параметры свойств системы

$$I_e = \sum_{n=1}^{\partial} \log_2(\partial-k); \partial = \frac{\lambda(e) - \lambda(e)}{\lambda_e}; k = 1 \dots \partial;$$

Количество информации которое несет в себе длительность в течение которого проявляется свойства системы

$$I_T = \sum_{q=1}^l \log_2(l-q); l = \frac{\Gamma(T) - \gamma(T)}{\gamma(T)}; q = 1 \dots l;$$

Количество информации которое несет в себе протяженность в пространстве которого проявляется свойства системы

$$I_{R^n} = \sum_{b=1}^f \log_2(f-b); f = \frac{\Gamma(R^n) - \gamma(R^n)}{\gamma(R^n)}; b = 1 \dots f;$$

Сумма количеств информации равна

$$I_S = I_E + I_e + I_T + I_{R^n}$$

I_S — системный информационный показатель.

Значение I_S однозначно определяет в пространстве свойств состояние технологической системы и ее изменения.

Моделирование технологических процессов и систем на основе предложенного системно-информационного подхода позволяет комплексно описывать функционирование технологических систем и на этой основе решать ряд актуальных научно-технических задач.

Список литературы: 1. Философский словарь / Под ред. И.Т.Фролова. - 5-е изд. - М.: Политиздат, 1986. - 590 с. 2. Федоткин И.М. Математическое моделирование технологических процессов. - К.: Вып. шк. Головное изд-во, 1988. - 415 с. 3. Сарычев В.М. Время и пространство в системной методологии. Системные исследования. Ежегодник 1980, М.: Изд. наука, 1988.

Сдано в редакцию 14.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЯКОСТІ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ РОЛИКОПІДШИПНИКА НА ТОКАРНО-АВТОМАТНИХ ОПЕРАЦІЯХ

Марчук В.І., Божидарник В.В., Лапченко Ю.С. (ЛДТУ, м.Луцьк, Україна)

During the technological planning of processes of formation of form of efact surfaces it is important to know the optimum modes of work of equipment from the position of origin of errors of form and waves of working surfaces. The offered model of the dynamic system settles to get theoretical results on the basis of which it is possible to define the optimum modes of formation of form of efact surfaces on the submachine lathe-gun operations.

Експлуатаційні характеристики підшипників кочення визначаються якістю контактуючих поверхонь, до яких в роликотпідшипниках відносяться робочі поверхні — доріжки кочення внутрішнього кільця, зовнішнього кільця та поверхні тіл кочення (ролики) [1]. На віброакустичні характеристики підшипника основний вплив спричиняють відхилення від форми та хвилястість робочих поверхонь кілець, які закладаються на операціях токарної обробки та за законами технологічної спадковості передаються на фінішні алмазно-абразивні операції механічної обробки [2].

В цьому зв'язку актуальною проблемою під час формоутворення робочих поверхонь кілець роликотпідшипника є запобігання виникнення хвилястості під час точіння заготовок на токарному автоматі 1Б265. З метою підвищення точності формоутворення запропонована конструкція заготовки комплексу двох кілець роликотпідшипника (рис. 1).

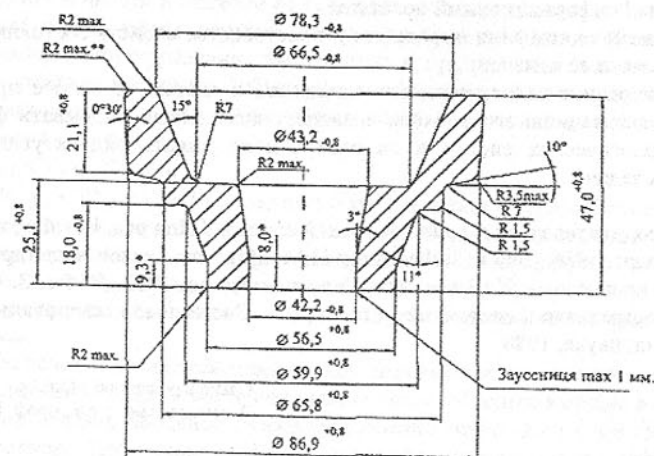


Рис. 1. Конструкція суцільної заготовки комплексу двох кілець роликотпідшипника 7509

Прийняте технічне рішення дозволило скоротити вдвічі трудомісткість заготовельних операцій а також на 40% скоротити трудомісткість токарно-автоматної операції з відповідним економічним ефектом.

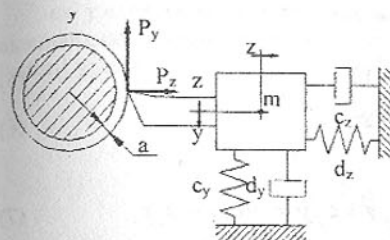


Рис. 2. Розрахункова схема процесу формоутворення робочої поверхні кільця на токарному автоматі 1Б265

Так, в базовому варіанті для токарної обробки комплексу кілець використовувалось чотири токарних верстати-автомати типу 1Б265 і чотири токарно-автоматних операції з відповідним числом технологічних переходів. В запропонованому варіанті обробка двох кілець проводиться послідовно на двох токарних автоматах з використанням переустановлення деталі після обробки першої частини кільця. Таким чином обробка проходить в дві операції з використанням двох верстатів типу 1Б265.

Аналіз процесу формоутворення кілець за новим запропонованим варіантом дає підстави стверджувати, що запропонований спосіб має ряд переваг технологічного і техніко-економічного характеру. По-перше, значно покращилась схема базування заготовки під час формоутворення на токарно-автоматній операції. Завдяки цьому вдалось уникнути залишкових деформацій у вигляді відхилення форми кілець після затискування в патронах верстату. По-друге, з'явилась можливість підвищити точність формоутворення комплексу кілець за рахунок одночасної обробки і суміщення осей обертання внутрішнього і зовнішнього кілець. Завдяки запропонованому рішення за наближеними розрахунками технологічна продуктивність формоутворення зросла майже вдвічі, собівартість формоутворюючих токарних операцій зменшилась на 25%.

Оскільки основною причиною виникнення похибок формоутворення (макро- та мікрівідхилень геометричної структури поверхні (ГСП)) є динамічні коливання системи верстат-інструмент-деталь (ВІД), то розглянемо динамічну модель формоутворення комплексної заготовки на верстаті-автоматі 1Б265.

Динамічна двох координатна схема процесу формоутворення кілець на токарному автоматі 1Б265 показана на рис. 2. На схемі прийняті наступні позначення:

m — маса супорта з інструментом;

c_y, c_z — жорсткість в напрямку осей y та z ;

d_y, d_z — коефіцієнт демпфірування в напрямку осей y та z ;

P_y, P_z — тангенціальна та радіальна сили різання;

a — товщина шару, який зрізається (величина попередньої подачі).

Виходячи з прийнятих позначень і аналізуючи схему рисунка 2 запишемо систему рівнянь для зрівноваження сил [3]:

$$m\ddot{y} + d_y\dot{y} + c_y y = P_y; \quad (1)$$

$$m\ddot{z} + d_z\dot{z} + c_z z = P_z; \quad (2)$$

$$T_p \cdot \dot{P}_y + P_y = -d_y \dot{y} - d_z \dot{z} \quad (3)$$

$$T_p \cdot \dot{P}_z + P_z = k_p a + d_z \dot{a}, \text{ де} \quad (4)$$

T_p — постійна стружкоутворення;

k_p — коефіцієнт різання [3].

Диференціюємо (1) та (2) і підставляємо в (3) та (4).

$$my''' = d_y \ddot{y} + c_y \dot{y} = \dot{p}_y; \quad (5)$$

$$mz''' = d_z \ddot{z} + c_z \dot{z} = \dot{p}_z; \quad (6)$$

Тоді одержуємо:

$$Tp (my''' + d_y \ddot{y} + c_y \dot{y}) + m\ddot{y} + d_y \dot{y} + c_y y = -d_y \dot{y} - d_z \dot{z}; \quad (7)$$

$$Tp (mz''' + d_z \ddot{z} + c_z \dot{z}) + m\ddot{z} + d_z \dot{z} + c_z z = k_p a + \dot{a}; \quad (8)$$

Після перетворень:

$$y''' + a_1 \ddot{y} + b_1 \dot{y} + d_1 y = -f_1 \dot{z}; \quad (9)$$

$$z''' + a_2 \ddot{z} + b_2 \dot{z} + d_2 z = \frac{1}{mTp} (k_p a + d_z \cdot \dot{a}); \quad (10)$$

В (9) та (10) введені позначення:

$$a_1 = \frac{d_y}{m} + \frac{1}{Tp}; \quad b_1 = \frac{c_y}{m} + \frac{2d_y}{mTp}; \quad d_1 = \frac{c_y}{mTp}; \quad f_1 = \frac{d_z}{mTp};$$

$$a_2 = \frac{d_z}{m} + \frac{1}{Tp}; \quad b_2 = \frac{c_z}{m} + \frac{d_z}{mTp}; \quad d_2 = \frac{c_z}{mTp}.$$

Вводимо умови зв'язку між коливними процесами супорта та режимом різання [3]:

$$\dot{z} = \dot{a} = Vc = \text{const} \quad (11)$$

Асимптотична стійкість стаціонарного процесу $\bar{y}(t)$ та $\bar{z}(t)$ відповідає асимптотичній стійкості нульового розв'язку системи згідно рівнянь:

$$\theta''' + a_1 \ddot{\theta} + b_3 \dot{\theta} + d_1 \theta = 0; \quad (12)$$

$$\psi''' + a_2 \ddot{\psi} + b_4 \dot{\psi} + d_2 \psi = 0, \quad (13)$$

де $\theta = y - \bar{y}$; $\psi = z - \bar{z}$ – відхилення від стаціонарного процесу, а також позначення:

$$b_3 = b_1 + \frac{f_1 \cdot c \cdot Tp}{a}; \quad b_4 = b_2 - \frac{K_p a + d_z c}{m \cdot a}.$$

Для дослідження асимптотичної стійкості розглянемо характеристичні поліноми:

$$\begin{cases} f(\alpha) = d^3 + a_1 d^2 + b_3 d = d_1; \\ f(\beta) = \beta^3 + a_2 \beta^2 + b_4 \beta = d_2, \end{cases} \quad (14)$$

які у випадку асимптотичної стійкості повинні мати корені в лівих напівплощинах. Умови належності коренів лівих напівплощин визначаються критерієм Рауса-Гурвіця:

$$\Gamma_1 = \begin{pmatrix} a_1 & d_1 & 0 \\ 1 & b_3 & 0 \\ 0 & a_1 & d_1 \end{pmatrix}; \quad \Gamma_2 = \begin{pmatrix} a_2 & d_2 & 0 \\ 1 & b_4 & 0 \\ 0 & a_2 & d_2 \end{pmatrix}; \quad (15)$$

тобто $\Delta'_1 = a_1 > 0$;

$$\Delta'_2 = \begin{vmatrix} a_1 & d_1 \\ 1 & b_3 \end{vmatrix} = a_1 b_3 - d_1 > 0;$$

$$\Delta'_3 = \Delta'_2 \cdot d_1 > 0;$$

$$\Delta''_2 = \begin{vmatrix} a_2 & d_2 \\ 1 & b_4 \end{vmatrix} = a_2 b_4 - d_2 > 0;$$

$$\Delta''_1 = a_2 > 0; \quad (16)$$

$$\Delta''_3 = \Delta''_2 \cdot d_2 > 0.$$

Система буде стійкою у вертикальній площині, якщо $a_1 b_3 - d_1 > 0$ та стійкою в горизонтальній площині, якщо $a_2 b_4 - d_2 > 0$.

Підставимо введені раніше позначення в одержані умови стійкості. Після перетворень рівняння стійкості набувають вигляду:

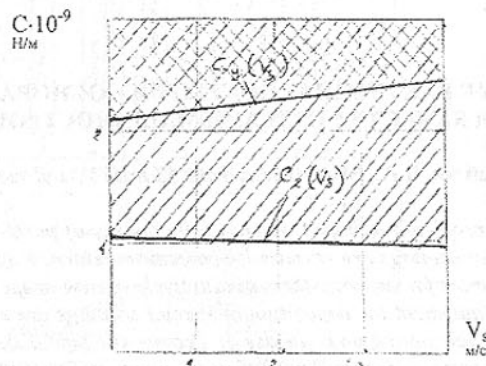


Рис. 3. Границі стійкості технологічної системи в просторі параметрів (c , v_s)

$$c_y > \frac{a_1 (2a \cdot d_y + f_1 V_s m T_p)}{a(1 - a_1 T_p)}; \quad (17)$$

$$C_z > \frac{a_2(a \cdot d_z - K_p a - d_z V_s)}{a(1 - a_1 T_p)} \quad (18)$$

Для визначення границі стійкості системи розглянемо приклад. Нехай

$$\alpha_z = 4 \cdot 10^3 \frac{H \cdot c}{M}; \alpha_y = 10^4 \frac{H \cdot c}{M}; m = 10 \frac{H \cdot c^2}{M}; T_p = 10^{-3} c; a = 10^{-3} M.$$

Тоді границя стійкості в просторі параметрів (c, V_s) має вигляд (Рис. 3):

Отже динамічна система є стійкою до виникнення резонансних частот. Описаний метод динамічного моделювання токарно-автоматної операції покладений в основу під час визначення режимів формоутворення робочих поверхонь кілець роликів підшипників з метою запобігання утворенню хвилястості.

Список літератури: 1. Марчук В.І., Заблоцький В.Ю., Кайдик О.Л. Вплив доріжки кочення на віброакустичні характеристики конічних роликів підшипників. Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Вип. 13. - Кіровоград: КДТУ 2003. - с. 113-116. 2. Ящерицын П.И. Технологическая наследственность и эксплуатационные свойства шлифованных деталей. Минск, Наука и техника, 1971. - 212 с. 3. Усов А.В., Дубров А.Н., Дмитришин Д.В. Моделирование систем с распределенными параметрами. Одесса, Астропринт 2002. - 664 с.

Сдано в редакцію 18.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ИОННО-ПЛАЗМЕННЫЕ ВАКУУМНЫЕ ПОКРЫТИЯ – ОСНОВА ШИРОКОГО ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In the given operation the problems of improvement of the quality of parts of a machine industry on the basis of special coatings are reviewed. The basic versions of applying of special coatings of parts of ambulances for deriving them qualitatively of new properties are retined. Some characteristics of equipment for deposition of special coatings are reduced. The new method of deposition of special coating on a surface of a composite part is designed.

1. Введение: Современный уровень развития техники требует непрерывного повышения качества изделий машиностроения. Одним из прогрессивных направлений повышения качества является изготовление изделий с покрытиями, полученными методом конденсации в условиях ионной бомбардировки. Эти покрытия позволяют существенно повысить различные параметры качества изделий и улучшить технико-экономические показатели машин при эксплуатации. В настоящее время, метод получения покрытий конденсацией в условиях ионной бомбардировки поверхности интенсивно развивается, и изделия с такими покрытиями широко используются в различных отраслях народного хозяйства [1 ... 4]. Универсальность технологии, высокая производительность процесса, малая энергоёмкость, отсутствие загрязнения окружающей сре-

ды и целый ряд других показателей определяют конкурентоспособность метода по сравнению с традиционными методами получения покрытий. Поэтому данные технологии должны быть широко использованы для комплексного повышения качества изделий машиностроения.

Вместе с тем, применяемые в настоящее время технологии требуют дальнейшего совершенствования, так как для комплексного повышения качества изделий машиностроения необходима системная и глубокая проработка всех этапов технологического процесса изготовления изделий. Постоянно возрастающий поток научной и технической информации в данной области определяет необходимость систематизации, выработки общих подходов в разработке прогрессивных комплексных технологий изготовления изделий на всех этапах их жизненного цикла. В том числе и создание новых способов для нанесения покрытий изделий машиностроения.

Целью данной работы является разработка основ синтеза комплексных технологических процессов изготовления изделий с покрытиями, обеспечивающих повышение их качества на всех этапах процесса изготовления. В работе предполагается решить следующие основные задачи: разработать системную модель общего подхода в проектировании комплексного технологического процесса изготовления изделий с покрытиями, выполнить систематизацию покрытий и способов их нанесения для изделий машиностроения, разработать новый способ нанесения покрытия с местными особенностями покрытий («пятнистое покрытие»).

2. Основное содержание и результаты работы: Важнейшим условием повышения качества изделий машиностроения является применение прогрессивных технологических процессов на всех этапах жизненного цикла технологии. Значительное повышение качества изделий может быть достигнуто за счет применения комплексных технологий нанесения покрытий. При этом максимальные результаты могут быть получены только в том случае, если технологический процесс будет разрабатываться комплексно, с учетом всех этапов жизненного цикла на базе предельного критерия качества (рис. 1).



Рис. 1. Системная модель общего подхода в создании комплексного технологического процесса изготовления изделий с покрытиями на базе предельного критерия качества

На рис. 1 показана системная модель общего подхода в создании комплексного технологического процесса изготовления изделий с покрытиями на базе предельного критерия качества. В этой модели комплексный технологический процесс строится на базе трех этапов:

- этапа подготовки изделия к нанесению покрытия,
- этапа нанесения покрытия на изделие,
- этапа подготовки изделия к эксплуатации после нанесения покрытия.

В предлагаемой модели предусмотрено то, что на каждом этапе должен выполняться целый ряд технологических операций. А именно, на этапе подготовки изделия к нанесению покрытия могут быть предусмотрены следующие операции технологического процесса: лезвийная обработка поверхности изделия, отелочная обработка поверхности изделия, поверхностно-пластическая деформация (ППД) изделия, обезжиривание, мойка, сушка изделий и другие операции. На этом этапе необходимо обеспечить необходимые параметры качества изделию и его поверхностному слою для последующего нанесения покрытия. Это очень важный этап, так как если здесь не будет обеспечены заданные свойства изделию, то на последующих этапах, в ряде случаев, это выполнить не возможно. Поэтому на этом этапе закладываются основы для последующего обеспечения изделию требуемого качества.

На втором этапе комплексного технологического процесса выполняется сам процесс нанесения покрытия на изделие. Этот этап также имеет определенную структуру операций, которая содержит следующее: нагрев детали, ионная очистка поверхности, нанесение покрытия, охлаждение и другие операции.

Можно отметить, что сам процесс нанесения покрытий на изделия машиностроения целесообразно рассматривать с помощью гипотетической схемы системы технологических преобразований, представленной на рис. 2. Здесь показан процесс преобразования заготовки в изделие с покрытием в виде морфологического ящика. Первый ряд содержит возможные варианты различных элементов переходных металлов IV ... VI групп Периодической системы химических элементов Д.И. Менделеева, из которых могут изготавливаться ка-

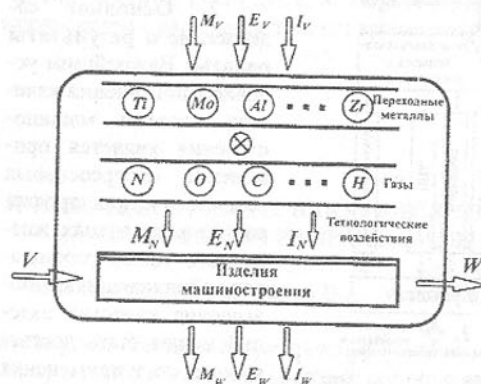


Рис. 2. Гипотетическая схема системы технологических преобразований изделия

тоды ионно-плазменной установки. Во втором ряду показаны возможные варианты неметаллов (газов), в среде которых производится конденсация и ионная бомбардировка поверхности изделия ионами переходных металлов или соединений переходных металлов и неметаллов. Между первым и вторым рядом $\otimes$ морфологического ящика показан знак, обозначающий композицию элементов переходных металлов и неметаллов, которые могут образовывать множество различных вариантов вакуумных ионно-плазменных покрытий изделий. Процесс нанесения покрытия можно моделировать с помощью технологических воздействий N , характеризующих потоками материального M_N , энергетического E_N и информационного I_N типов. Здесь, заготовки поступают в вакуумную камеру по входному потоку V , а выгружаются по выходному

потоку W . При этом функцию технологических преобразований можно представить с помощью следующего выражения:

$$\varphi: C_V \rightarrow C_W,$$

где φ - функция технологических преобразований,

C_V - вектор начальных свойств (показателей качества) заготовки,

C_W - вектор конечных свойств (показателей качества) изделия с покрытием.

Здесь:

$$C_V = \begin{Bmatrix} C_{V1} \\ C_{V2} \\ \dots \\ C_{VR} \end{Bmatrix}, \quad C_W = \begin{Bmatrix} C_{W1} \\ C_{W2} \\ \dots \\ C_{WS} \end{Bmatrix};$$

где C_{Vi} - i -й элемент множества C_V ,

C_{Wj} - j -й элемент множества C_W ,

R - мощность множества C_V ,

S - мощность множества C_W .



Рис. 3. Виды вакуумных ионно-плазменных покрытий изделий машиностроения

В гипотетической схеме системы технологических преобразований (рис. 2) показаны входные потоки материального M_V , энергетического E_V и информационного I_V характеров. Они обеспечивают работоспособность установки для ионно-плазменного нанесения покрытий. Выходные потоки материального M_W , энергетического E_W и информационного I_W характеров обеспечивают баланс всех потоков в системе технологических преобразований. На рис. 3 показаны основные виды ионно-плазменных покрытий изделий машиностроения. Они подразделяются на следующие виды:

- однослойные покрытия,
- многослойные покрытия.

В целом, эти покрытия предназначены для обеспечения следующих свойств:
- декоративные свойства,
- защитные свойства,
- функциональные свойства,
- комбинированные свойства.

Анализируя рис. 3 можно отметить, что многокомпонентные покрытия (по различным видам переходных металлов) в вакуумной ионно-плазменной установке могут выполняться следующими основными способами:
- на подложке за счет различных металлов нескольких катодов, имеющих один металл в каждом;
- за счет многокомпонентного

сплава катода;
- комбинированным способом.

Математические символичные модели покрытий, в соответствии с работой [5], можно представить следующими выражениями:

- однослойное покрытие

$$V_O \rightarrow \bigwedge_{i=1}^{h_i} \left(dl_i \times \bigwedge_{v=1}^{\infty} dl_v \times \bigwedge_{w=1}^{\infty} dl_w \right),$$

- многослойное покрытие

$$V_M = \bigvee_{i=1}^n \bigwedge_{l=1}^{h_l} \left(dl_l \times \bigwedge_{v=1}^{\infty} dl_v \times \bigwedge_{w=1}^{\infty} dl_w \right);$$

где V_O - обозначение однослойного покрытия;

V_M - обозначение многослойного покрытия;

h_i - толщина i -го слоя покрытия;

n - число слоев различных покрытий;

$(dl_i \times dl_v \times dl_w)$ - элементарный объем (декартово произведение) в i -м, v -м и w -м направлении или окрестность объемной точки.

Одним из перспективных направлений повышения качества изделий машиностроения является использование вакуумных ионно-плазменных покрытий в виде специальных «пятнистых покрытий». «Пятнистое покрытие» это покрытие, образованное из нескольких различных зон по поверхности изделия, в каждой из которых наносится различный вид покрытия. При этом каждая зона или совокупность зон покрытия предназначена для выполнения заданного функционального назначения части поверхности изделия.

На рис. 4 представлена схема, поясняющая новый способ нанесения «пятнистого покрытия» на поверхность изделия [6]: а - вид сверху на изделие с установленным трафаретом имеющим рельефные прорезы и нанесенным через них сажевой маски; б - сечение А-А; в - вид сверху на изделие с сажевой маской без трафарета; г - сечение Б-Б; д - вид сверху на изделие со слоем покрытия и удаленным покрытием с поверхности сажевой маски вместе с сажей; е - сечение В-В. Здесь показано: 1 - изделие, 2 - трафарет с рельефными прорезами, 3 - сажевая маска, 4 - рельефное (пятнистое) покрытие.

Данный способ [6] реализуется следующим образом.

На изделие 1 устанавливается трафарет 2 с рельефными прорезами, образованными в соответствии с техническими условиями. Трафарет 2 может изготавливаться из тонкой фольги. Затем, через рельефные прорезы трафарета 2 выполняется нанесение на поверхность изделия 1 сажевой маски 3. Сажевая маска может выполняться, например, методом копчения с помощью масляной лампы с фитилем. Далее, трафарет 2 удаляется с изделия 1 и выполняется нанесение вакуумного ионно-плазменного покрытия 4 на все поверхность изделия 1. После нанесения покрытия 4 на изделие 1 выполняется свободное удаление покрытия 4 сухой ветошью с поверхности сажевой маски 3 совместно с сажей. Кроме того, производится специальная обработка поверхности изделия для последующего нанесения следующего вида покрытия на места сажевой маски 3. В заключении на изделие 1 снова устанавливается трафарет 2 и выполняется нанесение другого вида покрытия на места поверхности изделия, где была сажевая маска. Толщина покрытия определяется условиями изготовления изделия.

В данном способе экспериментально установлено, что только сажевая маска позволяет качественно наносить вакуумные ионно-плазменные покрытия на изделия машиностроения, так как только она не выгорает с поверхности изделия при высоких температурах и легко удаляется при необходимости.

Реализация данного способа нанесения «пятнистого покрытия» позволяет существенно повысить качество изделий машиностроения и обеспечить высокие функциональные свойства поверхности в соответствии с условиями эксплуатации изделия.

Экспериментальные исследования процесса нанесения специальных покрытий выполнялись на кафедре «Технология машиностроения» Донецкого национального

технического университета на установках для ионно-плазменного нанесения покрытий «Булат - 6» (рис. 5) и ННВ 6.6-И1 (рис. 6).

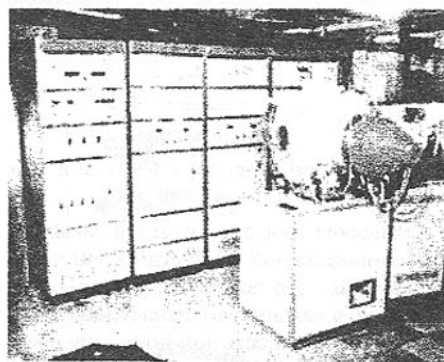


Рис. 5. Установка «Булат - 6»

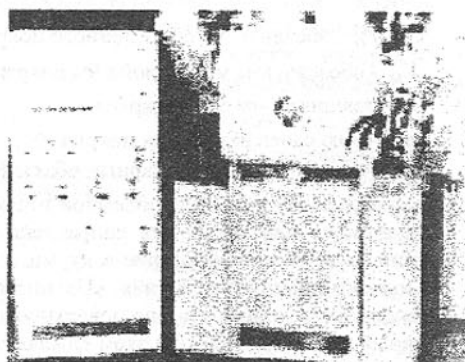


Рис. 6. Установка ННВ 6.6-И1

Разработанные при этом технологии обеспечивают следующее:

- возможность нанесения покрытий практически из любых металлов и сплавов;
- возможность синтеза покрытий из соединений типа оксидов, нитридов, карбидов различного состава в любых комбинациях, в том числе в виде многослойных;
- высокую прочность сцепления формируемых покрытий с подложкой (до 25 кгс/мм²), существенно превышающая адгезионные характеристики покрытий, получаемых гальваническими и другими традиционными методами;
- экологическую безопасность метода;
- низкотемпературный нагрев деталей, так как температура изделий, на которые наносятся покрытия, определяется параметрами процесса (может составлять от 20°C до 1000°C);
- широкий спектр функциональных возможностей покрытий.

В качестве примера данный способ нанесения покрытий реализован для изделий (рис. 7), эксплуатирующихся в прокатных станах, имеющих высокий износ и разные условия эксплуатации поверхностей.

На третьем этапе комплексного технологического процесса также выполняется целый ряд операций, а именно: притирка, полировка, ИПД, нанесение специальных смазок и других операций. При этом также необходимо решать вопросы обеспечения требуемых параметров качества изделий.

Следовательно на каждом из трех этапов комплексного технологического процесса (рис. 1) необходимо обеспечить определенные параметры качества. Особенно следует отметить то, что эти этапы взаимосвязаны между собой и все параметры обработки поверхности изделия и нанесения покрытий



Рис. 7. Общий вид изделий со специальными видами покрытий («пятнистое покрытие»)

на всех операциях зависят друг от друга. При этом получение максимальных технико-экономических показателей изделий, а также обеспечение качественно новой совокупности свойств и меры полезности изделий может быть выполнено только в том случае, если все элементы комплексного технологического процесса будут строиться на основе предельного критерия качества (оптимизационного функционала). Именно здесь закладываются основные условия создания оптимальных технологических процессов изготовления конкурентоспособных изделий машиностроения.

3. Выводы: Таким образом в данной работе выполнен целый комплекс различных исследований и определены основные направления повышения качества изделий машиностроения. В целом в работе решено следующее.

1. На основе системного подхода разработана общая модель проектирования и реализации комплексных технологических процессов изготовления изделий с покрытиями, которые обеспечивают качественно новую совокупность свойств и меры полезности изделий машиностроения.

2. Разработан классификатор возможных видов вакуумных ионно-плазменных покрытий изделий машиностроения. Он позволяет систематизировать известные и новые виды покрытий изделий, а также применять их в конкретных условиях эксплуатации изделий.

3. Разработан новый вид покрытий называемый «пятнистые покрытия» и предложен новый способ их реализации, выполненный на уровне изобретения. Эти покрытия обеспечивают качественно новые свойства изделиям при их эксплуатации.

Список литературы: 1. Нанесение износостойких покрытий на быстрорежущий инструмент / Ю.Н. Внуков, А.А. Марков, Л.В. Лаврова, Н.Ю. Бердышев. – К.: Техника, 1992. – 143 с. 2. Получение покрытий на основе окиси алюминия из сепарированного потока плазмы вакуумной дуги / И.И. Аксенов, В.А. Белоус, В.Г. Падалка и др. // ФизХОМ, 1977. №6. С 52 – 56. 3. Коган В.С., Серюгин А.Л. Влияние азота и кислорода на преимущественную ориентацию кристаллов в вакуумных конденсатах хрома на аморфных подложках // ФММ, 1971. Т. 32. Вып. 1. С. 203 – 205. 4. Кострицкий А.И., Лебединский О.В. Многокомпонентные вакуумные покрытия. М.: Машиностроение, 1987. – 208 с. 5. Михайлов А.Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия. – Донецк: ДонНТУ, 2002. – 379 с. 6. Патент Украины № 54100 А МПК 7 C23C 14/04. Спосіб нанесення нітридного декоративного рельєфного покриття на поверхню виробу / Михайлов В.О., 3003. – 6 с.

Слано в редакцію 20.05.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

ГЕОМЕТРИЯ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ЗУБОРЕЗНЫХ ГРЕБЕНОК

Николаенко Т.П. (КНБВА, г. Киев, Украина)

The new theoretical technique for definition of the geometrical parameters of the comb for handling the cogs of cog-wheels is developed.

Вступление: Зуборезные гребенки используются при обработке зубчатых колес. Они успешно конкурируют с червячными зуборезными фрезами при обработке крупномодульных колес большого размера.

Работоспособность зуборезных гребенок, как и других режущих инструментов, зависит от геометрических параметров их режущей части. Поэтому важной является задача определения значений геометрических параметров режущей части зуборезных гребенок и анализ возможных путей их улучшения.

В современных методиках расчета зуборезных гребенок недостаточно проработаны аналитические методы расчета всего комплекса геометрических параметров на передних и задних поверхностях боковых и вершинных кромок, что затрудняет дальнейшее конструктивное и технологическое совершенствование этих инструментов [1, 2, 3].

В данной статье решается задача определения величин геометрических параметров на различных режущих кромках зуборезной гребенки, и анализируются возможные пути изменения конструктивных параметров гребенки с целью повышения ее работоспособности за счет создания более целесообразных величин геометрических параметров на режущей части.

Геометрия передней поверхности зуборезной гребенки: Геометрия передней поверхности зуборезной гребенки характеризуется величинами передних углов и углов наклона режущей кромки. Величины передних углов и характер их изменения в различных точках режущих кромок зависят от формы передней поверхности.

Геометрические параметры гребенки представлены на рис. 1. Положение передней плоскости гребенки в системе XYZ определяется инструментальным передним углом γ_H , который измеряется в плоскости ZY.

Рассмотрим статические геометрические параметры. В этом случае вектор $\vec{V}$ статической скорости резания идет параллельно оси Z, а основная статическая плоскость совпадает с плоскостью проекции XY след которой P_{Vc} совпадает с осью Y. Примем $\vec{V} = \vec{k}$. Вершинная режущая кромка, двигаясь со скоростью $\vec{V}$, описывает статическую поверхность резания, которая совпадает с плоскостью ZX, а ее след с осью X. В рассматриваемом случае статический передний угол на вершинной кромке будет равен инструментальному переднему углу, а угол λ наклона вершинной кромки будет равен нулю.

Рассмотрим геометрию боковой кромки гребенки.

Определим на боковой кромке величину статического угла наклона λ .

Боковая режущая кромка BA при движении со скоростью $\vec{V}$ описывает статическую поверхность резания, след которой P_{nc} . Нормаль $\vec{N}_p$ к этой статической поверхности резания боковой кромке будет:

$$\vec{N}_p = \vec{i} - \vec{j} \operatorname{tg} \alpha_o.$$

где α_o – угол профиля исходной зуборезной рейки. Наиболее часто угол $\alpha_o = 20^\circ$. Нормаль к передней плоскости $\vec{N}_H$ в системе XYZ будет:

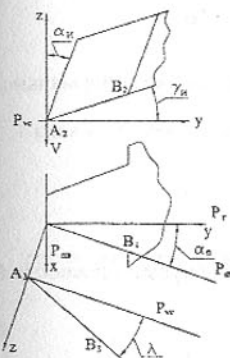


Рис. 1. Геометрические параметры гребенки

$$\vec{N}_p = \vec{j} \operatorname{tg} \gamma_H - \vec{k}.$$

Вектор $\vec{P}$, идущий по режущей кромке, определяется как векторное произведение векторов $\vec{N}_p$ и $\vec{N}_H$

$$\vec{P} = [\vec{N}_H \times \vec{N}_p] = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & \operatorname{tg} \gamma_H & -1 \\ 1 & -\operatorname{tg} \alpha_o & 0 \end{vmatrix} = \vec{i}(-\operatorname{tg} \alpha_o) - \vec{j} - \vec{k} \operatorname{tg} \gamma_H$$

Статический угол λ наклона боковой режущей кромки определяется по зависимости [1].

$$\sin \lambda = \frac{(\vec{V} \cdot \vec{P})}{|\vec{V}| |\vec{P}|} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_H}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_o + 1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_H}}.$$

Отсюда

$$\operatorname{tg} \lambda = \operatorname{tg} \gamma_H \cdot \cos \alpha_o.$$

Статический передний угол γ_H в нормальном к режущей боковой кромке сечении будет:

$$\operatorname{tg} \gamma_H = \frac{(\vec{N}_p \cdot \vec{N}_H)}{[\vec{N}_p \times \vec{N}_H]}.$$

Скалярное произведение векторов $\vec{N}_p$ и $\vec{N}_H$ будет:

$$(\vec{N}_p \cdot \vec{N}_H) = -\operatorname{tg} \gamma_H \cdot \operatorname{tg} \alpha_o.$$

Векторное произведение векторов $\vec{N}_p$ и $\vec{N}_H$ равно:

$$[\vec{N}_p \times \vec{N}_H] = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 1 & -\operatorname{tg} \alpha_o & 0 \\ 0 & \operatorname{tg} \gamma_H & -1 \end{vmatrix} = \vec{i} \operatorname{tg} \alpha_o + \vec{j} + \vec{k} \operatorname{tg} \gamma_H.$$

Модуль векторного произведения $[\vec{N}_p \times \vec{N}_H]$ будет равен:

$$|\vec{N}_p \times \vec{N}_H| = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_o + 1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_H}.$$

Таким образом, передний угол γ_H на боковой режущей кромке в нормальном сечении будет равен:

$$\operatorname{tg} \gamma_H = \frac{\operatorname{tg} \gamma_H \cdot \operatorname{tg} \alpha_o}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_o + 1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_H}}.$$

Соответственно статический передний угол γ_c в главной секущей плоскости будет равен:

$$\operatorname{tg} \gamma_c = \frac{\operatorname{tg} \gamma_H}{\cos \lambda}.$$

После преобразований, будем иметь:

$$\operatorname{tg} \gamma_c = \operatorname{tg} \gamma_H \cdot \sin \alpha_o.$$

Геометрия задней поверхности зуборезной гребенки: Заднюю поверхность зуборезной гребенки можно рассматривать как цилиндрическую поверхность, образующие которой составляют угол α_H с осью Z, а направляющей служит режущая кромка. На вершинной режущей кромке величины статических задних углов α_c равны принятой величине инструментального заднего угла α_H . Определим величины статических задних углов на боковой режущей кромке гребенки. При известной величине угла λ наклона режущей кромки, вектор $\vec{P}$, идущий по боковой режущей кромке, будет:

$$\vec{P} = \vec{i} \sin \alpha_o + \vec{j} \cos \alpha_o + \vec{k} \operatorname{tg} \lambda.$$

Вектор $\vec{Z}$, идущий по образующей задней поверхности, будет:

$$\vec{Z} = \vec{j} \operatorname{tg} \alpha_H + \vec{k}.$$

Вектор нормали $\vec{N}_3$ к задней поверхности будет:

$$\vec{N}_3 = [\vec{P} \times \vec{Z}] = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \sin \alpha_o & \cos \alpha_o & \operatorname{tg} \lambda \\ 0 & \operatorname{tg} \alpha_H & 1 \end{vmatrix} =$$

$$\vec{i}(\cos \alpha_o - \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \operatorname{tg} \lambda) - \vec{j} \sin \alpha_o + \vec{k} \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \sin \alpha_o.$$

Статический задний угол α_H в нормальном к боковой режущей кромке сечении будет:

$$\operatorname{tg} \alpha_H = \frac{|\vec{N}_p \times \vec{N}_3|}{(\vec{N}_p \cdot \vec{N}_3)}.$$

Скалярное произведение векторов $\vec{N}_p$ и $\vec{N}_3$ равно:

$$(\vec{N}_p \cdot \vec{N}_3) = \cos \alpha_o - \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \operatorname{tg} \lambda + \operatorname{tg} \alpha_o \cdot \sin \alpha_o.$$

Векторное произведение векторов $\vec{N}_p$ и $\vec{N}_3$ равно:

$$[\vec{N}_p \times \vec{N}_3] = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 1 & -\operatorname{tg} \alpha_o & 0 \\ \cos \alpha_o - \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \operatorname{tg} \lambda & -\sin \alpha_o & \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \sin \alpha_o \end{vmatrix}.$$

Раскрывая определитель, получим:

$$[\vec{N}_p \times \vec{N}_3] = \vec{i}(-\operatorname{tg} \alpha_o \cdot \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \sin \alpha_o) - \vec{j} \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \sin \alpha_o + \vec{k}(-\operatorname{tg} \alpha_o \cdot \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \operatorname{tg} \lambda).$$

Модуль векторного произведения $[\vec{N}_p \times \vec{N}_3]$ будет равен:

$$|[\vec{N}_p \times \vec{N}_3]| =$$

$$= \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_o \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_H \cdot \sin^2 \alpha_o + \operatorname{tg}^2 \alpha_H \cdot \sin^2 \alpha_o + \operatorname{tg}^2 \alpha_o \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_H \cdot \operatorname{tg}^2 \lambda}.$$

Преобразуя, получим:

$$|[\vec{N}_p \times \vec{N}_3]| = \frac{\operatorname{tg} \alpha_H \cdot \operatorname{tg} \alpha_o}{\cos \lambda}.$$

Таким образом, задний угол α_H на боковой кромке в нормальном сечении будет равен:

$$\operatorname{tg} \alpha_H = \frac{\operatorname{tg} \alpha_H \cdot \sin \alpha_o}{\cos \lambda (\cos \alpha_o - \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \operatorname{tg} \lambda + \operatorname{tg} \alpha_o \cdot \sin \alpha_o)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_H \cdot \sin \alpha_o}{\cos \lambda - \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \sin \lambda \cdot \cos \alpha_o}.$$

Соответственно статический задний угол α_c в главной секущей плоскости будет равен:

$$\operatorname{ctg} \alpha_c = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_H}{\cos \lambda} = \frac{1 - \operatorname{tg} \alpha_H \cdot \operatorname{tg} \gamma_H \cdot \cos^2 \alpha_0}{\operatorname{tg} \alpha_H \cdot \sin \alpha_0}.$$

Анализ полученных зависимостей показывает, что передние и задние углы на боковых кромках существенно меньше передних и задних углов на вершинной кромке, что является недостатком конструкции зуборезной гребенки. Для того чтобы получить более целесообразные величины передних и задних углов на боковых кромках, можно идти по пути изменения угла α_0 профиля исходной зуборезной рейки при многопроходной обработке зубчатых колес.

С целью увеличения статических задних углов на боковых кромках при проектировании гребенок можно выбирать независимые величины инструментальных задних углов на вершинной и боковой кромках. На боковых кромках необходимо принимать увеличенные инструментальные углы. В этом случае, для того чтобы создать на вершинной кромке меньшие инструментальные задние углы $\alpha_{HВ}$, приходится вести дополнительно заточку задней плоскости под углом $\alpha_{HВ}$.

С целью увеличения передних углов на боковых кромках используются всевозможные известные способы подточки передней плоскости.

Вывод: Получены аналитические зависимости для расчета статических передних углов, углов наклона режущих кромок и задних углов на режущих кромках зуборезных гребенок.

Определены пути совершенствования конструкции режущей части зуборезных гребенок за счет создания более целесообразных величин геометрических параметров.

Список литературы: 1. Родин П.Р. Металлорежущие инструменты - К.: Вилла школа, 1986. - 455с. 2. Справочник инструментальщика / И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др. - Л.: Машиностроение, 1987. - 846с. 3. Металлорежущие инструменты / Г.Н. Сахаров, О.Б. Арбузов, Ю.Л. Боровой и др. - М.: Машиностроение, 1989. - 328с

Сдано в редакцию 01.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

ФИЗИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ ЕДИНИЧНОГО ИСКРОВОГО РАЗРЯДА

Осипенко В.И., канд. техн. наук. (ЧДТУ, г. Черкассы, Украина)

The technique of experimental researches of energy's distribution parameters of the individual spark category is offered. Results of experiments by definition of energy's balance in the material of skin layers of electrodes and duration of a pulse are given.

Актуальность: Разработка высокоэффективных технологий и оборудования занимает важное место среди приоритетных направлений развития машиностроения, которые определяют научно-технический прогресс. Прогресс в машиностроении и, соответственно, во всем производстве, связанный с широким применением технологий, которые обеспечивают экологичность, ресурсо- и энергосбережение при обработке как

традиционных материалов (сталь, цветные металлы), так и высокопрочных металлических композиционных материалов (КМ). Электроэрозионная вырезная технология в настоящее время является одним из наиболее распространенных методов высокоэффективной обработки, благодаря своим уникальным возможностям прецизионной обработки твердых и сверхтвердых токопроводящих материалов.

Конкурентоспособность электроэрозионных вырезных технологий и оборудования в первую очередь определяется производительностью обработки, точностью, качеством и миниатюрностью обрабатываемых поверхностей.

Достижения высокой производительности электроэрозионного проволоочного вырезания (ЭЭПВ) на практике ограничивается прочностью проволоочного электрода - инструмента (ПЭИ). Обрыв ПЭИ происходит в результате снижения прочности материала проволоки, при ее нагревании энергией, которая подается из канала разряда.

Процесс выделения энергии на электродах (при ЭЭПВ используется прямая полярность, проволока - катод, деталь - анод) определяется элементарными процессами в канале разряда и на электродах, т. е. движением заряженных частиц в столбе разряда и приэлектродных областях. В соответствии с этим общий баланс энергии в межэлектродном промежутке можно представить в следующем виде [1]:

$$E_u = E_a + E_k + E_c \quad (1)$$

где E_a , E_k , E_c - энергия, выделяющаяся на аноде, катоде и в столбе разряда; E_u - энергия импульса.

Исходя из уравнения (1) для энергии, выделяющейся на электродах E_{Σ} можно записать:

$$E_{\Sigma} = E_a + E_k \quad (2)$$

Энергия, выделявшаяся на электродах, расходуется на разрушение (плавление и испарение) материала и теплоотвод в тело электродов:

$$E_a = E_{ap} + E_{am}, \quad (3)$$

$$E_k = E_{kp} + E_{kt}, \quad (4)$$

где E_{ap} , E_{kp} - энергия, затраченная на разрушение анода и катода;

E_{am} , E_{kt} - энергия, рассеиваемая на теплоотвод.

Таким образом,

$$E_{\Sigma} = E_{ap} + E_{am} + E_{kp} + E_{kt} \quad (5)$$

Тепловая асимметрия разряда - это явление, когда один из электродов, вследствие определенных условий, испытывает большее тепловое влияние, чем другой. Использование тепловой асимметрии разряда в технологических процессах ЭЭПВ позволяет увеличить производительность обработки за счет увеличения доли энергии поступающей на анод (деталь) и соответствующего уменьшения тепловой нагрузки на катод (ПЭИ).

Таблица 1 - Параметры распределения энергии в МЭП для ПЭИ марки ДКРПМ ФКТЛ-63

№ опы-та	Амплитуда тока, I, А	Длительность импульса, t, мкс	Энергия импульса, E _и , мДж/%	E _{ар} , мДж/%	E _{ат} , мДж/%	E _{кр} , мДж/%	E _{кт} , мДж/%	E _с , мДж/%
1	50	3,2	4,26/100	0,18/4,4	1,22/28,6	0,32/7,6	2,11/49,5	0,43/10
2	72	3,2	9,51/100	0,83/8,7	2,84/29,8	1,10/11,6	3,78/39,7	0,95/10
3	76	3,2	10,55/100	0,95/9,0	3,10/29,3	1,28/12,1	4,17/39,5	1,05/10
4	12	2,3	0,79/100	0,05/6,3	0,25/31,6	0,07/8,9	0,34/43,0	0,08/10
5	10	2,3	0,77/100	0,04/5,2	0,21/27,3	0,07/9,1	0,37/48,1	0,08/10
6	29	2,3	2,52/100	0,12/4,8	0,76/30,1	0,19/7,5	1,20/47,6	0,25/10
7	40	1,6	2,3/100	0,17/7,4	0,81/35,2	0,19/8,3	0,90/39,1	0,23/10
8	80	1,6	4,6/100	0,38/8,2	2,12/46,0	0,25/5,4	1,39/30,2	0,46/10
9	120	1,6	6,9/100	0,62/9,0	3,39/49,1	0,34/4,9	1,86/27,0	0,69/10
10	40	1,0	1,44/100	0,23/16,0	0,50/34,7	0,18/12,5	0,39/27,1	0,14/10
11	80	1,0	2,88/100	0,52/18,1	1,08/37,5	0,32/11,1	0,67/23,3	0,29/10
12	120	1,0	4,32/100	0,88/20,3	1,71/39,6	0,45/10,4	0,85/19,7	0,43/10

Для выявления влияния на соотношение компонент уравнения (5) длительности импульса и материала электродов были проведены специальные эксперименты, методика проведения которых и полученные результаты представлены ниже.

Результаты исследований: При проведении экспериментов и расчетов были приняты следующие допущения, основанные на результатах, полученных в работах различных исследователей.

- Для величины межэлектродного промежутка $\sim 0,025 - 0,035$ мм и длительности импульса меньше 10 мкс, E_c - находится в пределах 8...15% от общей энергии импульса [1,2]. В дальнейших расчетах, исходя из условий проволоочного вырезания и величины энергии импульсов, принимаем значение этой составляющей равным 10% от общей энергии импульса E_u .

- Соотношение энергий, поступивших на электроды, пропорционально энергиям, затраченным на их разрушение [2].

- При плотности мощности, поступающей на электрод, $10^8 \dots 10^9$ Вт/см², происходит испарение материала, носящее характер взрыва. При этом пары металла удаляются

практически одновременно, не перегреваясь, а количество материала, который удалится из электрода в виде пара, находится на уровне 90% от общего объема удаленного из лунки материала [2].

Таким образом, измерив общую массу (объем) материала, удаленного при образовании лунки на электроде, соотношение фаз и приняв во внимание тепло - физические константы материала электродов, несложно рассчитать $E_{ар}$, $E_{кр}$. С учетом того, что соотношение энергий, поступивших на электроды, пропорционально энергиям, затраченным на их разрушение, можем записать:

$$\frac{E_{кр}}{E_{ар}} = \frac{E_{кт}}{E_{ат}} \quad (6)$$

Отсюда,

$$E_{ат} = \frac{E_{ар} \cdot E_{кт}}{E_{кр}} \quad (7)$$

Запишем уравнение (5) с учетом (7) и (1),

$$E_u - E_c = \frac{E_{ар} \cdot E_{кт}}{E_{кр}} + E_{ар} + E_{кт} + E_{кр} \quad (8)$$

Отсюда,

$$E_{кт} = \frac{E_u - E_c - E_{ар} - E_{кр}}{E_{кр} + E_{ар}} \cdot E_{кр} \quad (9)$$

Таким образом, получены уравнения для расчета значений всех составляющих уравнения (5), что дает возможность оценить тепловую асимметрию искрового разряда при разных режимах обработки для различных пар материалов электродов.

Хорошо известно [3], что высокие технологические показатели имеют ПЭИ, конструкция которых предусматривает наличие сердцевины из меди или медного сплава и различных защитных покрытий (цинк, оксиды цинка и меди в определенных соотношениях). С учетом этого проведена серия опытов, целью которых, было определение влияния химического состава поверхностных слоев ПЭИ и длительности импульса, на тепловую асимметрию разряда при обработке стали (Сталь 45). Для опытов было выбрано три типа электродов - латунный ПЭИ марки ДКРПМ ФКТЛ - 63 (№1), латунный ПЭИ фирмы AGIE с цинковым покрытием (№2) и модифицированный латунный ПЭИ с оксидным покрытием (№3) состава 60...65%Cu₂O, 25...30%CuO, 7...10%ZnO (защищенный патентом №32707А [4]), изготовленный по способу, защищенному патентом №33600А [5].

Исследования проводились при изменении длительности импульса от 1 до 3,2 мкс (использовались генераторы коротких импульсов моделей ГКИ 300 - 200 и МГКИ -1), в качестве диэлектрика - водопроводная вода (удельное сопротивление 18000 Ом·см), при МЭП равном 30 ± 3 мкм. Значения тока, напряжения и длительность импульса фиксировались с помощью быстродействующего АЦП PC-SCOPE64 (погрешность из-

мерения тока 4%, напряжения 5%, длительности импульса 3%). Общая энергия импульса $E_{\text{и}}$ определялась графическим интегрированием мгновенных значений напряжения и тока. Энергия, затраченная на разрушение анода и катода $E_{\text{ар}}$, $E_{\text{кр}}$ - по размерам лунок на электродах. Полученные результаты, приведены в таблицах 1, 2, 3.

Анализ геометрии лунок на катоде и аноде показал, что два импульса одинаковой энергии могут образовать на поверхности электродов лунки с разными геометрическими параметрами (рис. 1). Так, менее короткие импульсы оставляют более глубокие лунки (3...7 мкм) диаметром (45...70 мкм), и наоборот длинные импульсы имеют более выраженное поверхностное влияние, лунка имеет диаметр (80...100 мкм) и глубину (1,5...4 мкм). Размеры лунок существенно зависят от материала ПЭИ. На катоде с оксидным покрытием все лунки имеют незначительную глубину (от 2 до 4 мкм), а при отсутствии покрытия, наиболее часто образуются лунки глубиной 3...6 мкм. Покрытие латунного провода цинком изменяет баланс энергий в МЭП и, при неизменном соотношении диаметра лунки к глубине, с ПЭИ удаляется меньший объем материала, по сравнению с латунным ПЭИ без покрытия.

Для оценки влияния длительности импульса и материалов поверхностных слоев ПЭИ на характер распределения энергии, выделим режимы с общей энергией импульса в пределах 2...3 мДж (для продолжительности импульса 3,2 мкс возьмем минимальное значение энергии, которое реализует в МЭП генератор ГКИ-300-200А). Построим график зависимости доли энергии, израсходованной на каждый физический процесс, от длительности импульса (рис. 2).

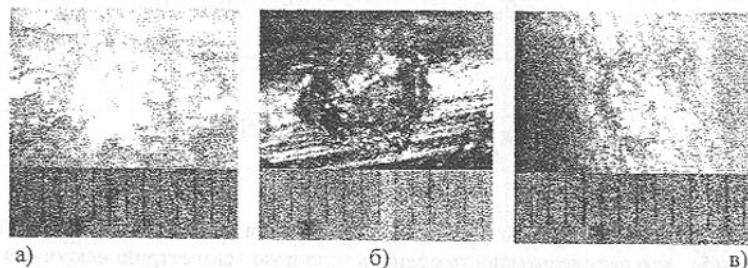


Рис. 1. Фотографии лунок на поверхности латунного ПЭИ в зависимости от длительности импульса: а) 3,2 мкс; б) 2,3 мкс; в) 1,6 мкс; г) 1 мкс; (масштаб 500:1)

Как видно из графиков, распределение энергии, для каждого материала электрода изменяется по собственной схеме.

Латунный ПЭИ имеет низкие показатели производительности при значительной тепловой нагрузке на проволоку. Только при продолжительности импульса ~ 1,5 мкс энергии, которые израсходовались на разрушение детали и проволоки равные, а при менее коротких импульсах, энергия разрушения детали большая. При длительных импульсах (длиннее 2 мкс) почти половина энергии импульса расходуется на нагрев ПЭИ.

Проволока фирмы AGIE имеет высокие показатели производительности, в особенности это заметно при коротких импульсах (короче 1,5 мкс). При продолжительности импульса 1 мкс треть энергии импульса расходуется на разрушение материала детали.

Проволока с оксидным покрытием имеет более низкие показатели производительности, но за счет тугоплавких оксидов в поверхностных слоях, тепловая нагрузка на ПЭИ меньше чем у проволоки AGIE.

Таблица 2 - Параметры распределения энергии в МЭП для ПЭИ с цинковым покрытием фирмы AGIE

№ опыта	Амплитуда тока, I, А	Длительность импульса, t, мкс	Энергия импульса, $E_{\text{и}}$, мДж/%	$E_{\text{ар}}$, мДж/%	$E_{\text{ат}}$, мДж/%	$E_{\text{кр}}$, мДж/%	$E_{\text{кт}}$, мДж/%	$E_{\text{с}}$, мДж/%
1	52	3,2	4,64/100	0,40/8,6	2,06/44,4	0,28/6,0	1,44/31,0	0,46/10
2	76	3,2	9,53/100	0,96/10,1	4,49/47,1	0,55/5,8	2,58/27,1	0,95/10
3	80	3,2	11,11/100	1,28/11,5	5,28/47,5	0,67/6,0	2,77/24,9	1,11/10
4	13	2,3	0,76/100	0,09/11,8	0,38/50,0	0,04/5,3	0,17/22,4	0,08/10
5	11	2,3	0,77/100	0,08/10,4	0,38/49,4	0,04/5,2	0,19/24,6	0,08/10
6	25	2,3	2,12/100	0,23/10,8	1,06/50,0	0,11/5,2	0,50/23,5	0,21/10
7	40	1,6	2,3/100	0,31/13,5	1,29/56,1	0,09/3,9	0,38/16,5	0,23/10
8	80	1,6	4,6/100	0,68/14,8	2,83/61,5	0,12/2,6	0,51/11,1	0,46/10
9	120	1,6	6,9/100	1,11/16,1	4,40/63,8	0,14/2,0	0,56/8,1	0,69/10
10	40	1,0	1,44/100	0,42/29,2	0,65/45,1	0,09/6,3	0,14/9,7	0,14/10
11	80	1,0	2,88/100	0,96/33,3	1,34/46,5	0,12/4,2	0,17/5,9	0,29/10
12	120	1,0	4,32/100	1,46/33,7	2,02/46,8	0,17/3,9	0,24/5,6	0,43/10

Таблица 3 - Параметры распределения энергии в МЭП для латунного провода с оксидным покрытием (пат. 32707А)

№ опыта	Амплитуда тока, I, А	Длительность импульса, t, мкс	Энергия импульса, $E_{\text{и}}$, мДж/%	$E_{\text{ар}}$, мДж/%	$E_{\text{ат}}$, мДж/%	$E_{\text{кр}}$, мДж/%	$E_{\text{кт}}$, мДж/%	$E_{\text{с}}$, мДж/%
1	49	3,2	4,94/100	0,34/6,9	2,41/48,7	0,21/4,3	1,49/30,1	0,49/10
2	73	3,2	9,48/100	0,87/9,2	4,79/50,5	0,44/4,6	2,43/25,6	0,95/10
3	82	3,2	11,57/100	1,13/9,8	5,83/50,4	0,56/4,8	2,89/25,0	1,16/10

Продолжение таблицы 3

4	13	2,3	0,94/ 100	0,08/ 8,5	0,54/ 57,4	0,03/ 3,2	0,20/ 21,3	0,09/ 10
5	12	2,3	0,99/ 100	0,08/ 8,1	0,56/ 56,6	0,03/ 3,0	0,22/ 22,2	0,10/ 10
6	26	2,3	2,63/ 100	0,26/ 9,8	1,50/ 57,0	0,09/ 3,4	0,52/ 19,7	0,26/ 10
7	40	1,6	2,3/ 100	0,28/ 12,2	1,42/ 61,7	0,06/ 2,6	0,31/ 13,5	0,23/ 10
8	80	1,6	4,6/ 100	0,62/ 13,5	3,05/ 66,3	0,08/ 1,7	0,39/ 8,4	0,46/ 10
9	120	1,6	6,9/ 100	0,98/ 14,2	4,66/ 67,5	0,10/ 1,4	0,47/ 6,8	0,69/ 10
10	40	1,0	1,44/ 100	0,37/ 25,7	0,72/ 50	0,07/ 4,9	0,14/ 9,7	0,14/ 10
11	80	1,0	2,88/ 100	0,85/ 29,5	1,49/ 51,7	0,9/ 3,1	0,16/ 5,6	0,29/ 10
12	120	1,0	4,32/ 100	1,31/ 30,3	2,25/ 52,1	0,12/ 2,8	0,21/ 4,9	0,43/ 10

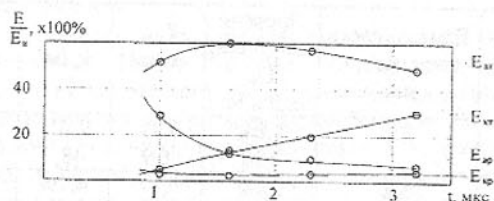
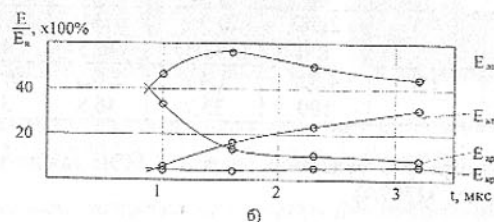
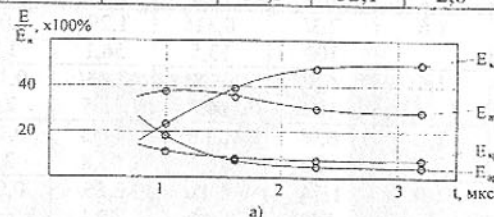


Рис. 2. Зависимость распределения энергий искрового разряда от продолжительности импульса (материал анода – сталь 45, диапазон энергий импульса 2,5...3 мДж; а – латунный ПЭИ ДКРПМ ФКТЛ-63; б – ПЭИ фирмы AGIE; в – латунный ПЭИ с оксидным покрытием по пат.32707А)

Изменение длительности импульса приводит к изменению распределения энергии разряда. Более того, характер данного распределения снова существенно определяется теплофизическими свойствами материала поверхностных слоев электрода (рис. 2).

Из пяти составных энергии искрового разряда непосредственное влияние на производительность обработки имеют $E_{ар}$ и $E_{км}$. Первая определяет параметры разрушения детали, вторая ограничивает мощность, вводимую в МЭП из-за угрозы обрыва проволоки. Очевидно, что с точки зрения достижения максимальной производительности обработки наиболее оптимальными будут режимы, при которых $E_{ар}/E_{км} \rightarrow \max$.

При длительности импульса 1 мкс для ПЭИ №1 (рис. 1,а) $E_{ар}/E_{км} = 0,585$, для ПЭИ №2 (рис. 1,б) – 2,80, для ПЭИ №3 (рис. 1,в) – 2,87.

Построим график зависимости энергии, затраченной на разрушение материала анода (детали) от длительности импульса для латунного провода с оксидным покрытием (рис. 3).

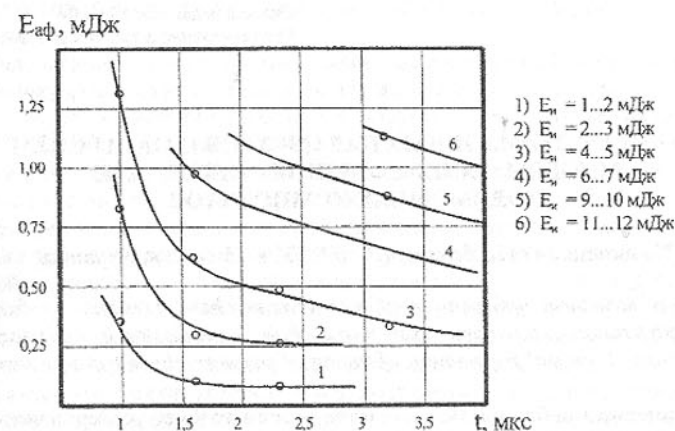


Рис. 3. Зависимость энергии, затраченной на разрушение анода от длительности и общей энергии импульса для латунного электрода с оксидным покрытием

Характерно, что для выбранного материала ПЭИ одну и ту же энергию разрушения анода и, соответственно, производительность обработки, получить при использовании импульсов различной энергии. Так при изменении длительности импульсов от 1 до 3 мкс, энергию фазовых превращений в 1 мДж можно получить при использовании импульсов с энергией от 4 до 12 мДж.

Выводы:

1. Обоснован и реализован метод измерения параметров распределения энергии единичного искрового разряда.
2. Экспериментально определены количественные закономерности распределения энергии искрового разряда между электродами в зависимости от продолжительности

сти импульса (1...3 мкс) и материалов поверхностных слоев электродов при условиях, характерных для электроэрозионного проволочного резания.

3. Установлено, что теплофизические свойства поверхностных слоев материала электрода не только определяют эрозионную стойкость последнего, но и существенно влияют на распределение энергии в МЭП.

Список литературы: 1. Золотых Б.Н., Мельдер Р.Р. Физические основы электроэрозионной обработки. – М.: Машиностроение, 1977, 43с. 2. Лифшиц А.Л., Кравец А.Т., Рогачев И.С., Сосенко А.Б. Электроимпульсная обработка металлов. – М.: Машиностроение, 1967, 292с. 3. Осипенко В.І., Ступак Д.О., Пилипенко О.М. Підвищення ерозійної стійкості латунних дрітчастих електродів // Машинознавство. -1998. - N2. - С17-19. 4. Декларацийний патент на винахід. 32707 А UA. Електрод – дріт для електроерозійної обробки матеріалів / В.І. Осипенко., С.П. Поляков., Д.О. Ступак. Опубл. 15.02.2001. Бюл №1. 5. Декларацийний патент на винахід. 33600 А UA. Спосіб виготовлення металевих електродів – інструментів для електроерозійної обробки / В.І. Осипенко., С.П. Поляков., Д.О. Ступак. Опубл. 15.02.2001. Бюл №1.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ И НАСТРОЙКИ МНОГОМАССОВЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ

Пилипенко О.И., Ильин Д.А. (ЧТУ, г. Чернигов, Украина)

The problems of structural optimization of a multimass chain transmission from polymer composites, optimization of a dynamic system of a chain transmission by criteria of vibration activity, definition of optimal parameters of tuning of polymer chain transmissions are considered.

1. Постановка проблемы: Большинство машин требует усовершенствования их приводов, в частности, цепных, с целью снижения материалоемкости и энергетических затрат на разгон и торможение ведомых деталей. Одним из главных направлений достижения этой цели является переход на полимерные композиты для изготовления деталей машин.

Актуальность проблемы состоит в том, что в результате изменения материала изменяются упругие, инерционные и демпфирующие параметры динамической системы, что ведет к необходимости изменения расчетов, традиционных для металлических цепных приводов.

Снижение динамических нагрузок, контактных напряжений и изнашивания достигается применением полимерных и металлополимерных звездочек и цепей, тем не менее, изменение упругих, инерционных и демпфирующих параметров в результате их использования приводит к рассогласованию колебательной системы цепной передачи и сдвигу резонансных зон частот вращения [1].

Целостность сложных многокомпонентных систем, к которым относится и цепная передача, обеспечивается структурной и функциональной согласованностью, взаи-

модействием частей и отношениями между ними, то есть речь идет об оптимальности в широком смысле.

Назначая множество критериев и ограничений для них (так называемые "отсечки", то есть действительные числа, которые отображают реальные условия и параметры, например, числа зубьев от 15 до 120 и т.п.), мы конкретизируем цель в форме целого и тем самым реализуем конструктивный подход. Решаемая в дальнейшем задача, по сути, является задачей выбора относительно границ.

Синтез системы, которая работает в нескольких режимах, тяжело сводить к какой-нибудь оптимизационной задаче. Необходим алгоритм, который бы вырабатывал компромиссные решения. Практически пригодным на сегодня является только диалоговый вариант, который предусматривает участие конструктора в выборе и оценке альтернатив. В особенности это касается вопросов структурной оптимизации, поскольку последняя плохо поддается формализации.

Целью данной статьи является расчет оптимальных параметров и настройки многомассовых цепных передач, оснащенных деталями из полимерных композитов.

2. Методы и результаты: Многомассовая цепная передача является системой, которая состоит из взаимодействующих и взаимообусловленных неделимых элементов, имеет много возможных реализаций в процессе своего функционирования и потому относится к сложным системам.

Методологически проектирование многомассовой цепной передачи рассматривается как совокупность двух основных задач: выбора структуры (структурного синтеза) и выбора числовых значений параметров полученной структуры (параметрического синтеза). Часть параметров, которые являются управляющими в смысле динамического качества системы, выделяются как варьируемые. Выбор значений параметров, которые варьируются, составляет предмет параметрического синтеза.

Будем различать системный, функциональный, конструктивный и технологический уровни проектирования. На системном уровне осуществляется анализ работы динамической системы многомассовой цепной передачи в целом и ее декомпозиция по структурному принципу в виде самостоятельных подсистем (двухмассовых цепных передач - парциальных систем) для следующих этапов проектирования. На функциональном уровне проектирования формируется математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений, которые описывают структуру и функционирование динамической системы многомассовой цепной передачи. На такой модели можно осуществлять математические (имитационные) эксперименты, связанные с выбором параметров в диалоговом или автоматическом режимах. На конструктивном уровне основной задачей является синтез параметров: координат расположения и ориентации звездочек (топологии), межосевых расстояний, углов обхвата, типа, шага и параметров цепи и звездочек. Задачей технологического уровня проектирования является синтез технологического процесса в виде последовательности производственных операций обработки поверхностей деталей (для металлических звездочек и цепей), или объемного изготовления деталей за один цикл из полимерных композитов, сборки и контроля.

Структурный синтез осуществляется на основе построения оптимальной структурной схемы, которая состоит из суммы двухмассовых модулей (две звездочки, соединенные ветвью цепи), то есть из суммы парциальных систем, которые топологически формируют практически любое множество цепных передач, с любым количеством масс, расположенных разным образом в декартовой системе координат. При этом учтены разные случаи расположения звездочек в цепном контуре и условия, при которых структурная схема многомассовой цепной передачи является геометрически совмест-

ной, а ее конструктивная реализация - возможной. Проводится параметрическая оптимизация такой модульной цепной передачи по занимаемому ею объему (массе) [2] и параметрической функции, которая включает максимальные долговечность, коэффициент полезного действия и сопротивление изнашиванию (при сохранении минимального объема) [3]. В качестве целевой функции при оптимизации многомассовой цепной передачи по критериям виброактивности приняты амплитуды динамических нагрузок и наиболее интегральная характеристика - коэффициент динамичности цепной передачи, который зависит, в частности, от среднеквадратичных абсолютных значений максимальных динамических нагрузок в ветвях цепного контура.

2.1. Структурная оптимизация цепной передачи: Геометрический расчет и построение структурной схемы расположения элементов цепной передачи выполняется по оптимальной кинематической схеме, в основу которой положено обязательное условие: центры элементов зацепления цепи (шарниров) совпадают с центрами впадин зубьев каждой пары сопряженных звездочек в точках соприкосновения их делительных окружностей с осью ведущей ветви, а ее длина всегда кратна шагу цепи для обеспечения синфазности движения звездочек [4].

В зависимости от расположения звездочек в цепном контуре различают два основных случая: когда звездочки расположены внутри цепного контура и когда хотя бы одна звездочка расположена вне его.

Кроме двух основных случаев расположения звездочек в цепном контуре, может встретиться особый случай, когда дуга обхвата звездочки Z_{i+2} и линия, которая соединяет центры звездочек Z_i и Z_{i+1} , находятся по одну сторону от центра звездочки Z_{i+2} [1, 5].

Структурная схема многомассовой цепной передачи должна быть геометрически совместной, а ее конструктивная реализация - возможной. Будем называть структурную схему геометрически совместной, если ее можно конструктивно реализовать без взаимного пересечения основных элементов, с одной стороны, и при условии обеспечения зацепления - с другой. В противном случае структурная схема будет геометрически несовместной.

В общем случае в многоугольнике, который образован линиями межосевых расстояний, значения углов их пересечения можно произвольно изменять, сохраняя геометрические параметры. При этом центры шарниров цепи будут всегда оставаться в точках соприкосновения шаговых линий с делительными окружностями звездочек. Это даст возможность конструктору обеспечить оптимальную структурную схему многомассовой цепной передачи при выбранных окончательно основных геометрических параметрах: межосевых расстояниях, длинах сопряженных ветвей цепного контура с целым числом звеньев и углах синфазности. При любом количестве масс (звездочек) в цепном контуре осуществляется расчет для каждой звездочки и двух сопряженных с нею, при этом указанные расчетные зависимости охватывают все случаи их расположения и назначения (приводные, натяжные, отклоняющие) [1]. Иначе говоря, многомассовая цепная передача строится по модульному принципу, согласно которому несколько простых модульных геометрических элементов (в данном случае звездочек, охваченных цепью) топологически формируют практически любое множество цепных передач, расположенных любым образом в декартовой системе координат. При этом место каждого модульного элемента точно задано в структуре. Специфика состоит в выборе исходных модулей и в порядке их расположения, то есть речь идет о комбинаторном комплектовании ограниченного числа простых модульных элементов (двухмас-

совых цепных передач), топологически ориентированных по списку определенных зависимостей. На рис. 1 показан пример полученной на ПК оптимальной структурной схемы 13-массовой цепной передачи.

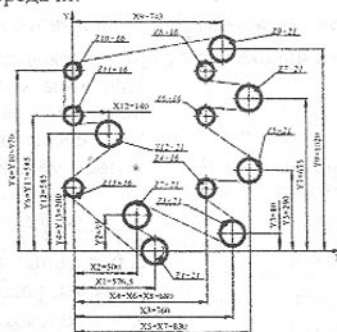


Рис. 1. Пример оптимальной структурной схемы 13-массовой цепной передачи

2.2. Оптимизация динамической системы цепной передачи по критериям виброактивности: Известно [6, 7, 8, 9], что отношения амплитуд вынужденных колебаний во время резонанса полностью совпадают с собственной формой динамической системы. Поэтому относительные значения амплитуд на резонансной частоте можно найти из формы на этой частоте. Таким образом, критерий качества (целевая функция) будет функцией не абсолютных значений амплитуд на резонансах, вычисленных из уравнений вынужденных колебаний системы с учетом диссипативных сил, а функцией относительных значений амплитуд, полученных из собственных форм. Чтобы улучшить виброакустические характеристики динамической системы многомассовой цепной передачи на стадии проектирования, необходимо найти такое значение N - мерного параметра a , при котором достигается минимум критерия качества. Целевой функцией могут быть: максимальное значение абсолютной величины амплитуды k -ой массы на n резонансах

$$F_1 = \max(|X_k^{(1)}|, |X_k^{(2)}|, \dots, |X_k^{(n)}|); \quad (1)$$

максимальное значение абсолютной величины амплитуды динамической нагрузки в ветвях цепного контура

$$F_2 = \max(|F_{12}^{(1)}|, |F_{23}^{(2)}|, \dots, |F_{nl}^{(n)}|); \quad (2)$$

коэффициент динамичности как наиболее интегральная характеристика цепной передачи в этом плане

$$K_D = 1 + \frac{|F_{Dmax}| \cdot n_l D_l}{0,191 \cdot 10^8 P_l}, \quad (3)$$

где F_{Dmax} - среднеквадратичное абсолютное значение максимальных динамических нагрузок в ветвях цепного контура; n_l - частота вращения ведущей звездочки; D_l - ее диаметр; P_l - мощность на ведущей звездочке.

Задача оптимизации по критериям F_1 (1) и F_2 (2) решается как минимаксная задача в пространстве A [1]: $\{a^* \leq a \leq a^{**}\}$ Q -мерных параметров

$a = (M_1, \dots, M_k, C_1, \dots, C_L)$, где M_k – вращающиеся массы, C_L – жесткость ветвей цепного контура, причем $Q = K + L$: найти $\min \max \left| \tilde{X}_k^{(j)}(\alpha) \right|$, иначе говоря, найти минимум максимальной среди n значений k – ой амплитуды ($\alpha \in A$; $1 \leq j \leq n$), полученных из собственных нормированных форм динамической системы цепной передачи.

При этом могут быть наложены функциональные ограничения на собственные частоты системы, которые изменяются с изменением масс и жесткостей (рис. 2).

Решая матричное уравнение относительно ω^2 , получим в общем случае n собственных частот (для полуопределенной системы, которой является цепная передача, $n-1$, поскольку одна из частот всегда равняется нулю). Каждой собственной частоте ω_i отвечает собственный вектор

$\bar{X}^{(j)} = (X_1^{(j)}, X_2^{(j)}, \dots, X_n^{(j)})$, составляющие которого определяются с точностью до произвольного постоянного общего множителя, а их отношения $X_1^{(j)} / X_2^{(j)} / \dots / X_n^{(j)}$ определяют соб-

[illegible]

Если распорядиться так, чтобы сумма абсолютных значений амплитуд была равной единице, то получим нормированную форму, нормированный множитель которого $N^{(j)} = \sum_{i=1}^n |X_i^{(j)}|$. Тогда нормированная форма примет вид $\tilde{X}_1^{(j)} / \tilde{X}_2^{(j)} / \dots / \tilde{X}_n^{(j)}$, где $\tilde{X}_k^{(j)} = X_k^{(j)} / N^{(j)}$ — нормированная амплитуда собственной формы, то есть доля, которую составляет k -я амплитуда от суммы абсолютных значений всех амплитуд j -ой формы. Минимизация нормированной амплитуды собственной формы снижает виброактивность динамической системы цепной передачи на данной частоте.

Собственные частоты ω_j полностью определяются диагональной матрицей масс (моментов инерции) и симметричной матрицей жесткостей динамической системы, то есть $\omega_j = f_j^{(j)}(M_1, \dots, M_n, C_1, \dots, C_n)$. Собственные векторы являются функциями как масс (моментов инерции) и жесткостей, так и собственных частот:

$$\bar{X}^{(j)} = f_2(M_1, \dots, M_n, C_1, \dots, C_n, \omega_i(M_1, \dots, M_n, C_1, \dots, C_n)) \quad (5)$$

$$j = 1, \dots, n.$$

Варируя некоторыми или всеми массами и жесткостями динамической системы, многомассовой цепной передачи в некоторых пределах $M_k^* \leq M_k \leq M_k^{**}$; $C^* \leq C \leq C^{**}$, $k = 1, \dots, K$; $l = 1, \dots, L$, можно управлять не только собственными частотами, но и собственными формами (отношениями амплитуд). Конечно, при большом количестве масс в системе отстроить все собственные частоты от рабочих частот вращения удастся не всегда, и тогда вступает в свои права собственно интегральный показатель динамического качества цепной передачи - коэффициент динамичности согласно (3). Таким образом, оптимизация параметров динамической системы многомассовой цепной передачи может проводиться по собственным формам на резонансных частотах, избегая расчетов вынужденных колебаний с учетом демпфирования на непрерывном спектре частот. Отметим, что обратные задачи динамики цепного привода, то есть нахождение необходимых масс и жесткостей по спектру частот собственных колебаний в общем случае имеют неопределенное решение [10]. Для конкретизации этих задач можно рассматривать лишь системы, в которых каждая масса обладает лишь одной степенью свободы (при определении масс по заданному спектру частот), или лишь те задачи, в которых число варьируемых жесткостей совпадает с числом степеней свободы динамической системы (при определении жесткостей по заданному спектру частот).

2.3. Определение оптимальных параметров настройки полимерных цепных передач: Предыдущие эксплуатационные испытания показали, что работа цепей из полимерных материалов по ряду параметров отличается от работы металлических. Это обусловлено расхождениями в конструкциях цепей и физико-механических свойствах материалов, из которых они изготавливаются.

Выявлены следующие особенности работы передач с полимерными цепями [11]:

- благодаря большей податливости эти цепи могут иметь начальный шаг, меньший шага звездочек, при этом не нужно изготавливать специальный профиль зубьев (как для передач с металлическими цепями), но необходима специальная настройка цепной передачи;
- жесткость цепи из полимерного материала влияет на обеспечение работоспособного состояния передачи;
- в процессе работы увеличение шага такой цепи происходит как вследствие изнашивания шарниров, так и по причине упругих и вязкоупругих деформаций, при этом упругие деформации влияют на зацепление цепи со звездочками, а вязкоупругие (ползучесть) - на параметры настройки передачи;
- шум при работе полимерных цепей, как на металлических, так и на полимерных звездочках, ниже в сравнении с металлическими цепями;
- цепи из полимерных материалов практически не нагреваются в процессе эксплуатации, даже при работе без смазки;
- для аналогичных конструкций и при одинаковых размерах нагрузки в передаче, оснащенной цепями из полимерных материалов, на порядок ниже в сравнении с металлическими.

Ниже предлагается модель цепной передачи, оснащенная цепью из полимерного композиционного материала (ПКМ). Будем рассматривать схему двухмассовой передачи, которую можно принять за базовую для более сложных многомассовых цепных пе-

редач. Дальнейшее описание проводим, считая, что шаг звездочки в процессе её работы изменяется незначительно и равняется номинальному значению (справедливо для металлических звездочек), а шаг цепи под действием полезных и динамических нагрузок за период одного оборота контура изменяется упруго. Причем, как показывают предварительные испытания, увеличение шага цепи из-за её упругой деформации влияет на параметры настраивания передачи, и при неправильном выборе параметров приводит к потере работоспособного состояния путем нарушения зацепления цепи со звездочками.

Цепь из ПКМ из-за своей податливости может работать на звездочках с нормальной впадиной даже в случае, когда ее шаг меньше шага звездочки. Тем не менее, для обеспечения зацепления необходимо создавать предварительное натяжение ветвей цепи, величина которого в общем случае зависит от фактического среднего шага цепи и звездочек, чисел их зубьев, жесткости цепи, величины полезной нагрузки, которая передается.

Рассмотрим, как изменяются параметры цепного контура при разных режимах работы передачи. Для цепной передачи с цепью из ПКМ можно выделить три схемы ее работы. Первая, когда цепь не передает полезную нагрузку (холостой ход). В этом случае (рис. 3а) ветви цепи будут представлять собой прямые, и средний шаг звеньев в ведущей и ведомой ветвях будет равняться $t + \Delta t_{PP}$, где t – средний шаг цепи, Δt_{PP} – увеличение шага цепи из-за предварительного натяжения. Зная величину усилия предварительного натяжения цепи, можем найти Δt_{PP} как функцию $\Delta t_{PP} = f(F_{PP})$, или, зная межосевое расстояние, Δt_{PP} можно найти из зависимости:

$$\Delta t_{PP} = \frac{a}{w_1 \cdot \sin \gamma} - t \quad (6)$$

где a – межосевое расстояние; w_1 – число звеньев в ветви; γ – угол наклона ветви цепи к оси, которая соединяет центры звездочек; t – фактический средний шаг цепи.

Вторая схема (рис. 3б) отвечает случаю, когда цепь передает полезную нагрузку, величина которой меньше критической F_{KP} . Критическая величина полезной нагрузки отвечает значению, при котором появляется провисание холостой ветви цепи. В рассмотренном случае, как и в первом, ветви будут прямыми, но средние шаги цепи в ведущей и ведомой ветвях будут разными. Значения шага ведущей ветви будет больше, чем ведомой, и его величину можно определить из зависимости:

$$t_3 = t + \Delta t_3 + \Delta t_{II} = t + f(F_{PP}, F) + f(\tau, F_{PP}, F) \quad (7)$$

где $\Delta t_{yII} = f(F_{PP}, F)$ – величина увеличения шага цепи в ведущей ветви, вызванная упругими деформациями, которые зависят от предварительного натяжения F_{PP} и полезной нагрузки F ; $\Delta t_{II} = f(\tau, F_{PP}, F)$ – величина увеличения шага вследствие ползучести материала цепи, которая зависит от времени работы τ цепного контура, величины предварительного натяжения и полезной нагрузки.

Третья схема показана на рис. 3в. Она наблюдается, когда полезная нагрузка F становится больше F_{KP} . Величину шага цепи ведущей ветви можно определить из зависимости:

$$t = t + \Delta t_3 = t + \Delta t_{yII} + \Delta t_{II}, \quad (8)$$

где $\Delta t_3 = \Delta t_{yII} + \Delta t_{II}$ – увеличение шага ведущей ветви цепи; $\Delta t_{yII} = f(F)$ – увеличение шага, вызванное упругими деформациями, которые для рассмотренного случая зависят только от полезной нагрузки F ; $\Delta t_{II} = f(F, F_{PP}, \tau)$ – увеличение шага вследствие ползучести материала цепи, которое зависит от времени работы τ цепного контура, величины предварительного натяжения и полезной нагрузки. Шаг цепи ведомой ветви будет равняться: $t_4 = t + \Delta t_4 = t + \Delta t_{II}$. Третья схема работы цепного контура аналогична схеме работы абсолютно жесткой цепи, то есть такой, на работу которой жесткость не влияет. Однако, в отличие от абсолютно жесткого цепного контура, данная схема отличается разными величинами шагов ведущей и ведомой ветвей цепи, и зависимости, используемые для определения параметров (стрелы провисания, межосевое расстояние и др.) требуют корректирования.

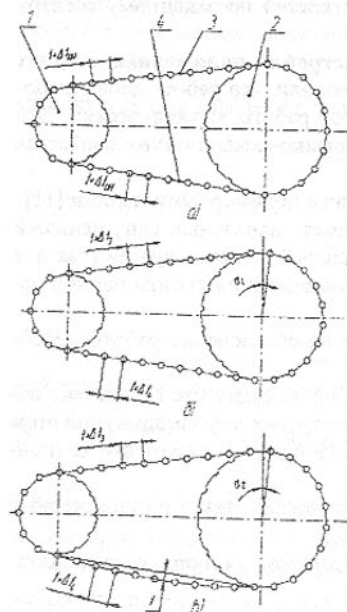


Рис. 3. Схемы рабочего состояния цепной передачи с цепью из ПКМ

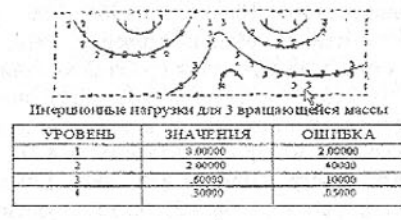
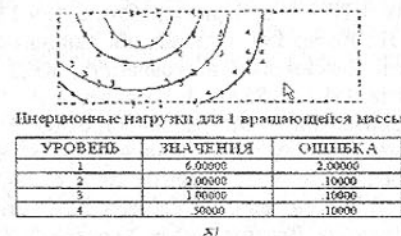
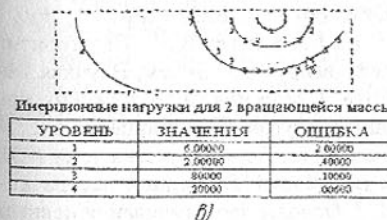
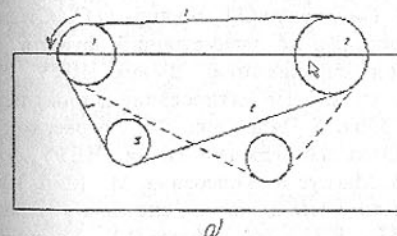


Рис. 4. Карты динамической нагруженности цепной передачи: а – положение варьируемой натяжной звездочки; б, в, г – инерционные нагрузки вращающихся приведенных масс

Существующие методы монтажа и настройки цепных передач [4, 12, 13, 14], в частности, определение расположения натяжного элемента (звездочки или ролика), не обеспечивают минимизации динамических нагрузок, поскольку под настройкой цепной

передачі мали ввиду регулювання натяження ветвей неподвижной передачі, то єсть в статикс. В реальних умовах динамічної нагрузки во время експлуатації цепних передач становиться актуальною задачею оптимізації розположення натежного елемента с целью мінімізації амплітуд коливаний і динамічних нагрузок.

Поставлена задача решається с помощью построения карт динамической нагуженности и настройки цепной передачи SET [1, 15, 16] (рис.4), в которых показано распределение динамических характеристик для каждой ветви цепного контура или массы (звездочки) по границам участка, который дает возможность конструктору видеть, как изменяются динамические характеристики при варьировании расположением натяжной звездочки, и выбрать такое ее положение, при котором все динамические характеристики или часть из них (например, динамические нагужки в ветвях цепного контура), что зависит от выбранного критерия оптимізації, мінімізуються.

3. Выводы: Новые подходы к конструированию, расчету параметров, монтажу и настройке цепных передач, связанные с дальнейшим переходом на автоматизированное оптимальное проектирование и использование полимерных композитов, дают возможность выбрать научно обоснованную совокупность оптимальных значений их параметров, при которых еще на стадии проектирования обеспечивается высокое динамическое качество цепной передачи минимальных виброактивности, материалоемкости и энергопотребления.

Список литературы: 1. Пилипенко О.И. Научные основы и синтез цепных передач. Дисс. докт. техн. наук., ХНГУ, Харьков, 1996, 467с. 2. Пилипенко О.И., Степенко А.П., Козар І.Ф. Оптимізація об'єму та вагової характеристики ланцюгової передачі. Вісник ЧДТУ, №1, Чернігів, 1996, с. 129-134. 3. Пилипенко О.И., Борщов О.О., Степенко А.П., Козар І.Ф. Оптимізація ланцюгової передачі по параметричній функції, що містить максимальні довговічність, ККД і опір спрацюванню. Вісник ЧДТУ, №3, Чернігів, 1997, с. 85-94. 4. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник. - М.: Машиностроение, 1982, 336 с. 5. Пилипенко О.И., Роговенко А.И. Автоматизированный геометрический расчет ланцюгової передачі. Вісник ЧДТУ, серія Технічні науки №12. Чернігів, 2001, с. 29-34. 6. Магнус К. Колебания. М.: Мир, 1982, 304 с. 7. Богомолов С.И., Симсон Э.А. Оптимізація механіческих систем в резонансных режимах. Высшая школа, Харьков, 1983, 153 с. 8. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. Г., 1966, 508с. 9. Вибрации в технике. Спр. т.1, под. ред. В.В.Болотина, М.: Машиностроение, 1978, 352с. 10. Кондратьев В.М. Неалгоритмические методы исследования проблем механики деформируемых систем, Научная мысль, К., 1968, 215 с. 11. Звіт з науково-дослідної роботи „Створення та дослідження ланцюгових передач з полімерних композитів для машинобудування”. /Пилипенко О.И., Максименко В.А., Козар І.Ф., Балакпина А.П., Барбаш М.І./ Держбюджетна тема №51/99, № держ. реєстр. 0199U003858, 2001, 179 с. 12. Воробьев Н.В. Цепные передачи. - Г., Машиностроение, 1968. - 252 с. 13. Глушенко И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. - Львов: Изд-во Львовского университета, 1964 - 226 с. 14. Rachner H.-G. Stahlgelenkketten und Kettentriebe. Berlin, 1962, 221 p. 15. Пилипенко О.И., Максименко В.А., Ильин Д.О. Методи зниження динамічних навантажень і вибору основних параметрів ланцюгових передач. Вісник ЧДТУ, №18 Чернігів, 2002, с. 12-21. 16. Пилипенко О.И. Динамічна настройка роликовых ланцюгових передач. Вісник ЧДТУ, №15 Чернігів, 2002, с. 35-38.

Сдано в редакцію 03.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Нечепая В.Г.

РУХ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

Прентковський О. (ВТУ ім. Гедимінаса, м. Вільнюс, Литва)

Simulation of the motor vehicle movement on a certain road section and the motor vehicle elements vertical displacements: of the body centre of gravity, of the front axle centre of gravity, of wheel bottom nodal point when motor vehicle drives on the speed reduction bump („sleeping policeman“) – are presented.

Вступ: Транспортний засіб, що є зручним засобом пересування, все-таки створює чимало турбот для всіх учасників дорожнього руху. Під час руху транспортних засобів по нерівній дорозі на елементи підвіски діють великі навантаження. Ці навантаження зменшують довговічність елементів підвіски і всього транспортного засобу в цілому. Хоча коливання транспортного засобу при русі по нерівній дорозі впливають на стан водія і пасажирів, вони становлять і практичний інтерес. Адже коливання також впливають на збереження перевезених вантажів і безпеку самого транспортного засобу.

Тому одними з основних вимог, які виникають до сучасного транспортного засобу, є підвищення плавності ходу і поліпшення комфортабельності (зручності) руху.

Моделювання руху транспортного засобу не є зовсім новою проблемою – вона вивчається багатьма вченими протягом багатьох десятиліть [1-13, 16]. Автор даної статті вирішує проблему по-своєму.

Для вивчення дорожніх подій (зіткнення транспортного засобу з огороженням автомобільних доріг) створена динамічна модель „дорога – транспортний засіб – перешкода“ [1, 6-10, 12, 13], що враховує динаміку транспортного засобу й огорожень автомобільних доріг, а також фізико-механічні властивості дороги. Дана модель також може бути використана для досліджень комфортабельності їзди (визначення коливання елементів транспортного засобу).

У даній статті автор приділяє увагу вертикальним переміщенням (коливанням) елементів транспортного засобу (центрів мас кузова і передньої підвіски, нижньої точки колеса).

1. Динамічна модель транспортного засобу: Транспортний засіб (легковий автомобіль) моделюється концентрованими масами (кузов, передня і задня підвіски, чотири колеса), з'єднаними між собою пружними і дисипативними зв'язками (рис. 1) [1, 7, 10, 12]. У представленій моделі враховується рух кузова у тривимірному просторі, переміщення і поворот підвісок щодо кузова, взаємодія коліс з дорогою, блокування коліс.

Для опису руху транспортного засобу введені узагальнені координати, що містяться у векторі узагальнених координат:

$$\{q_{из}\}^T = [x_c \ y_c \ z_c \ \varphi_{xc} \ \varphi_{yc} \ \varphi_{zc} \ z_1 \ \varphi_1 \ z_2 \ \varphi_2 \ z_{k1} \ z_{k2} \ z_{k3} \ z_{k4}]. \quad (1)$$

Рух транспортного засобу, як рух складної механічної системи, описується рівняннями Лагранжа другого виду [1, 10, 16]. Записуються вирази кінетичної і потенційної енергій і дисипативної функції [1, 7, 13] транспортного засобу. Після підстановки їх і вектора узагальнених сил у рівняння Лагранжа другого виду, отримуємо систему рівнянь руху концентрованих мас транспортного засобу, яку можна записати в матричній формі:

$$[M_{m3}]\{\ddot{q}_{m3}\} = \{Q_{m3}\}; \quad (2)$$

де: $[M_{m3}]$ – матриця мас транспортного засобу; $\{\ddot{q}_{m3}\}$ – вектор узагальнених прискорень; $\{Q_{m3}\}$ – вектор навантажень, що діють на транспортний засіб.

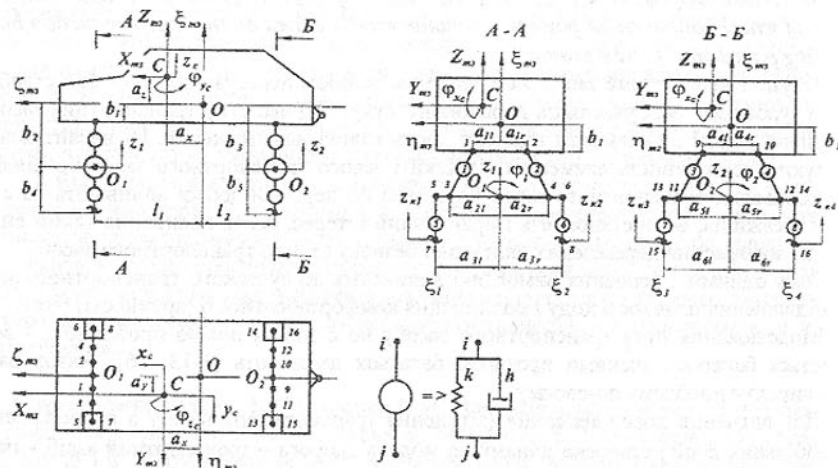


Рис. 1. Модель транспортного засобу

Система рівнянь (2) розв'язується методом Рунге-Куты [1]. Для цього дана система рівнянь перетворюється із системи 14 диференціальних рівнянь другого порядку в систему 28 диференціальних рівнянь першого порядку:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}\{q_{m3}\} = \{\dot{q}_{m3}\}; \\ \frac{d}{dt}\{\dot{q}_{m3}\} = [M_{m3}]^{-1}\{Q_{m3}\}. \end{cases} \quad (3)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3), у кожен момент часу враховується наявність (відсутність) контакту коліс транспортного засобу з дорогою.

Умови контакту коліс з дорогою записуються в наступному вигляді (рис. 2):

$$z_{kj} = \begin{cases} z_{kj}, & \text{коли } z_{kj} \geq \xi_j; \\ \xi_j, & \text{коли } z_{kj} < \xi_j; \end{cases} \quad \dot{z}_{kj} = \begin{cases} \dot{z}_{kj}, & \text{коли } z_{kj} \geq \xi_j \text{ і } \dot{z}_{kj} \geq 0; \\ 0, & \text{коли } z_{kj} < \xi_j \text{ і } \dot{z}_{kj} < 0; \end{cases}$$

$$\ddot{z}_{kj} = \begin{cases} F_{piv\ j+10}, & \text{коли } z_{kj} \geq \xi_j \text{ і } F_{piv\ j+10} \geq 0; \\ 0, & \text{коли } z_{kj} < \xi_j \text{ і } F_{piv\ j+10} < 0; \end{cases} \quad (4)$$

де: ξ_j – висота нерівностей дороги під колесами транспортного засобу, $j=1-4$; $F_{piv\ j+10}$ – права частина диференціального рівняння руху транспортного засобу, розв'язана відносно $\ddot{z}_{kj}$.

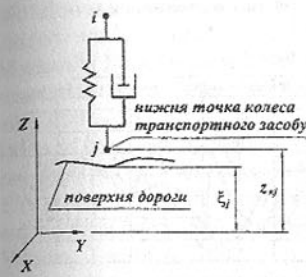


Рис. 2. Схема визначення контакту між колесом транспортного засобу і поверхнею дороги

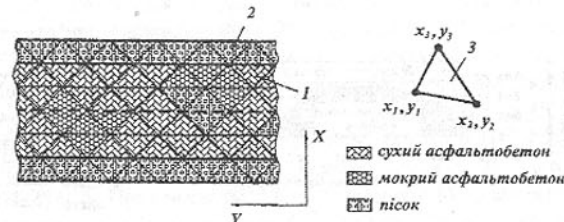


Рис. 3. Розподіл ділянки дороги на кінцеві елементи: 1 – проїзна частина дороги; 2 – узбіччя; 3 – трикутний кінцевий елемент.

2. Модель дороги: Рух транспортного засобу – складний процес, що залежить не тільки від динамічних властивостей транспортного засобу, але і від фізико-механічних засобів покриття дороги.

Для опису фізико-механічних властивостей покриття дороги (нерівностей покриття і коефіцієнтів зчеплення коліс транспортного засобу з покриттям дороги) у характерних точках, використовується метод кінцевих елементів [1, 7, 10, 13, 14].

Уся поверхня покриття дороги розбивається на трикутні кінцеві елементи (рис. 3), у вузлах яких задаються нерівності і коефіцієнти зчеплення колеса транспортного засобу з дорогою. Знаючи нерівності і коефіцієнти зчеплення у вузлах елементів, застосовуючи метод кінцевих елементів, можна визначити значення цих параметрів у будь-якій точці покриття дороги. Знаючи положення коліс транспортного засобу на дорозі (чотири точки), обчислюються чотири значення нерівностей і чотири значення коефіцієнтів зчеплення під кожним конкретним колесом транспортного засобу.

3. Результати комп'ютерного експерименту: Для розв'язання рівнянь руху транспортного засобу (типового легкового автомобіля) по нерівній дорозі, використовуються програмні засоби *Waterloo Maple 9.0* [15, 16] і *Compaq Visual Fortran Professional v.6.6* [17]. Отримано наступні результати (рис. 4) – залежності вертикальних переміщень центру мас кузова транспортного засобу, вертикальних переміщень центру мас передньої підвіски транспортного засобу, вертикальних переміщень нижньої точки колеса транспортного засобу, нормальної реакції, що виникає між колесом транспортного засобу і дорогою, від подовжньої координати дороги, при русі транспортного засобу через горбок зменшення швидкості („сплячий поліцейський“).

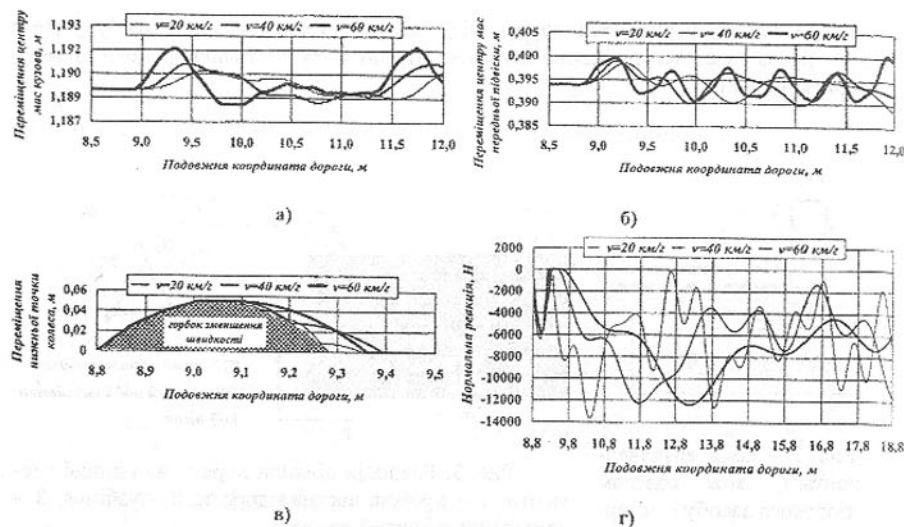


Рис. 4. Залежності параметрів транспортного засобу від подовжньої координати дороги, при його русі через горбок зменшення швидкості („сплячий поліцейський“): а – вертикальних переміщень центру мас кузова; б – вертикальних переміщень центру мас передньої підвіски; в – вертикальних переміщень нижньої точки колеса; г – нормальної реакції, що виникає між колесом транспортного засобу і дорогою

Висновки:

1. Досліджено рух транспортного засобу по нерівній дорозі. З цієї метою створені модель транспортного засобу і модель дороги.
2. Чим більше початкова швидкість руху транспортного засобу через горбок зменшення швидкості („сплячий поліцейський“), тим більші коливання (вертикальні переміщення, див. рис. 4 а, б) елементів транспортного засобу (кузову і передньої підвіски). Вертикальні переміщення центру мас кузова менші, ніж вертикальні переміщення центру мас передньої підвіски. Це логічно, тому що коливання кузова гасяться елементами підвіски.
3. Чим менше початкова швидкість руху транспортного засобу через горбок зменшення швидкості, тим менше колесо підстрибує на горбку зменшення швидкості („сплячий поліцейський“) (див. рис. 4 в), тим менше буде нормальна реакція (див. рис. 4 г), що виникає між колесом транспортного засобу і дорогою, і тим менші будуть навантаження на елементи підвіски (наприклад, опорні підшипники). Іншими словами, необхідно зменшити швидкість руху транспортного засобу перед горбком зменшення швидкості і проїхати через нього як можна повільніше.
4. Представлена модель руху транспортного засобу по нерівній дорозі, як одна зі складових частин, може бути використана для дослідження різних ситуацій руху транспортних засобів і дорожніх подій (наприклад, для дослідження комфортності їзди, для дослідження зіткнення транспортного засобу з перешкодою і т. д.).

Список літератури: 1. Prentkovskis O. Interaction between the Vehicle and Obstacles: Summary of Doctoral Dissertation (Technological Sciences, Transport Engineering). - Vilnius: Technika, 2000. - 56 p. 2. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. - New York: John Wiley & Sons, 1978. 3. Хачатуров А. А. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. - Москва: Машиностроение, 1975, 535 с. 4. Giergiel J., Śmieszek M. Modelowanie ruchu automatycznie kierowanego pojazdu transportowego na zakręcie. *Zeszyty naukowe katedry mechaniki stosowanej*, No 15. - Gliwice: Wydawnictwo Katedry Mechaniki Stosowanej, 2001. - p. 101-106. 5. Lukoseviciene O. The accidents analysis and simulation: Monograph (Autoįvykių analizė ir modeliavimas: Monografija). - Vilnius: Technika, 2001 - 244 p. (in Lithuanian). 6. Prentkovskis O., Bogdevicius M., Lingaitis L. P. Simulation of the System „Road – Vehicle – Obstacle“. *Zeszyty naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej*, No 17. - Gliwice: Wydawnictwo Katedry Mechaniki Stosowanej, 2001. - p. 169-176. 7. Prentkovskis O., Bogdevicius M. Dynamic of a Motor Vehicle Talking into Consideration their Interaction of Wheels and Road Pavement Surface. *Transport*, Vol XVII, No 6. - Vilnius: Technika, 2002. - p. 244-253. 8. Прентковский О., Богдьявичюс М. Динамика взаимодействия транспортного средства с препятствиями. *Proceedings of the Fourth International Conference „Heavy machinery HM 2002“*, Kraljevo, 28-30 June, 2002. - Kraljevo: Riza, 2002. - p. C.45-C.48. 9. Prentkovskis O., Bogdevicius M. Dynamics of the Vehicle Interaction with the Guardrail under Various Road Surface Conditions. *SORIC '02: 2nd Safety on Road International Conference*, 21-23 October 2002. - Kingdom of Bahrain: Conference Proceeding (CD). - 5 p. 10. Transport: Technologies, Economics, Environment, Health: Monograph (Transportas: Technologijos, ekonomika, aplinka, sveikata: Monografija). - Vilnius: Technika, 2003. - 876 p. (in Lithuanian). 11. Peceliunas R., Lukoseviciene O., Prentkovskis O. A Mathematical Model of the Vibrating System Equivalent to the Vehicle in the Mode of Emergency Braking. *Transport*, Vol XVIII, Nr. 3. - Vilnius: Technika, 2003. - p. 136-142. 12. Bogdevicius M., Prentkovskis O., Vladimirov O. Engineering Solutions of Traffic Safety Problems of Road Transport. *Transport*, Vol XIX, No 1. - Vilnius: Technika, 2004. - p. 43-50. 13. Prentkovskis O., Bogdevicius M. Definition of a Trajectory of the Vehicle Movement, Taking into Account Interaction of its Wheels and Road Surface. *Transport and Telecommunication*, Vol 5, No 1. - Riga: Transport and Telecommunication Institute, 2004. - p. 91-102. 14. Crisfield M. A. Non-Linear Finite Element Analysis of Solid and Structures, Vol 1-2. - John Wiley & Sons, 1997. 15. Aladjev V., Bogdevicius M., Prentkovskis O. New Software for Mathematical Package Maple of Releases 6, 7 and 8. Monograph. - Vilnius: Technika, 2002. - 404 p. 16. Аладьев В., Богдьявичюс М. Maple 6: Решение математических, статистических и инженерно-физических задач. - Москва: ЛБЗ, 2001. - 824 p. 17. Schick W., Silverman G. Fortran 90 and Engineering Computation. - John Wiley & Sons, 1995. - 425 p.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

МОДЕЛЬ ОРІЄНТУВАННЯ ТА ЗАВАНТАЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ В ГНУЧКИХ АВТОМАТИЧНИХ СКЛАДАЛЬНИХ ЛІНІЯХ

Собчук Л.Н. (ЛДТУ, м. Луцьк, Україна)

Considered mathematical description of transporting-load operation as random process from a moment beginning of delivery the first purveyance to its fixed position and load on machine-tools.

Вступ. Автоматичне завантаження деталей на технологічне обладнання – процес багатофакторний. Вияв впливу кожного фактору процес тривалий та працездатний. Складність рішення цієї задачі в загальному вигляді починається із розподілу пакету деталей. Причому, деталі у пакеті можуть бути, як в орієнтованому, так і в хаотичному стані. В обох випадках первинною задачею транспортно - завантажувальної операції (ТЗО) є необхідність зорієнтувати заготовку відносно координатних осей на складальних лініях. Вирішення цієї проблеми ускладнюється не тільки розташуванням деталей, їх формою, але і тактом випуску виробів на автоматичних лініях. Саме тому доцільно рішення дану задачу за допомогою математичного моделювання. В той же час математичне моделювання передбачає формалізацію складових елементів, як технологічних операцій роботи самої лінії, так і ТЗО. Формалізація процесу розподілу деталей з пакету є основою моделі процесу завантаження в складальних гнучких автоматизованих виробництвах, включаючи виготовлення меблів, як технічної системи і може бути описана сукупністю співвідношень (зв'язків), котрі визначають функціональні властивості її складових і структури.

Аналіз публікацій. В роботах [1, 2] досконально розглянуті питання моделювання функціонування автоматичних ліній виробів деревообробки, але належної уваги питанню розподілу деталей з пакету не приділено. В той же час задача поштучного розподілу деталей з пакетів, бункерів та інших нагромаджувачів є актуальною з практичної і теоретичної точок зору. В [3] розглянуті методи побудови моделей автоматичних виробничих систем з часовим резервуванням з метою визначення характеристик надійності та продуктивності. Ці методи базуються на застосуванні напівмарковських процесів, алгоритмів укрупнення та спеціальних ітераційних процедур. Математичні моделі є ймовірно-аналітичними, побудованими на теорії випадкових процесів. Описані два підходи, котрі дозволяють отримувати аналітичні вирази на підставі теорії напівмарківських процесів з загальним фазовим простором та використанням ітераційної процедури для знаходження середніх довжин черг в нагромаджувачах.

Викладення основного матеріалу. Модель автоматичної гнучкої складальної лінії деревообробки (АГСЛД) представлена на рис. 1, описує сумісну роботу її елементів I - K. Подача різноманітних деталей та складального оснащення здійснюється транспортною системою 1. Деталі попадають в нагромаджувачі H_i , а оснащення – в магазини автоматично замінного оснащення M_o . З допомогою завантажувачів Z_i , наприклад маніпуляторів, різні типи деталей попадають на складальні позиції C_i і після виконання певних переміщень, пов'язаних з ходом складальної операції – на транспортну систему 2. АГСЛД охоплює всі можливі її різновиди, а саме, із збіжними та розбіжними потоками, з послідовними і паралельними з'єднаннями елементів лінії, з перехресною та переналаджувальною структурами. Наприклад, з транспортної системи 1 (рис. 1 група різновиду IV) АГСЛД має два нагромаджувачі H_4^i , H_4^k та один змінний H_4 при переналадженні, два завантажувачі Z_4 і Z_4^* деталей на складальну позицію C_4 , два проміжні на-

громаджувачі H_4^i і H_4^k та завантажувач Z_4 на складальну позицію C_4 . Всі вказані елементи АГСЛД мають бути між собою пов'язані в часі.

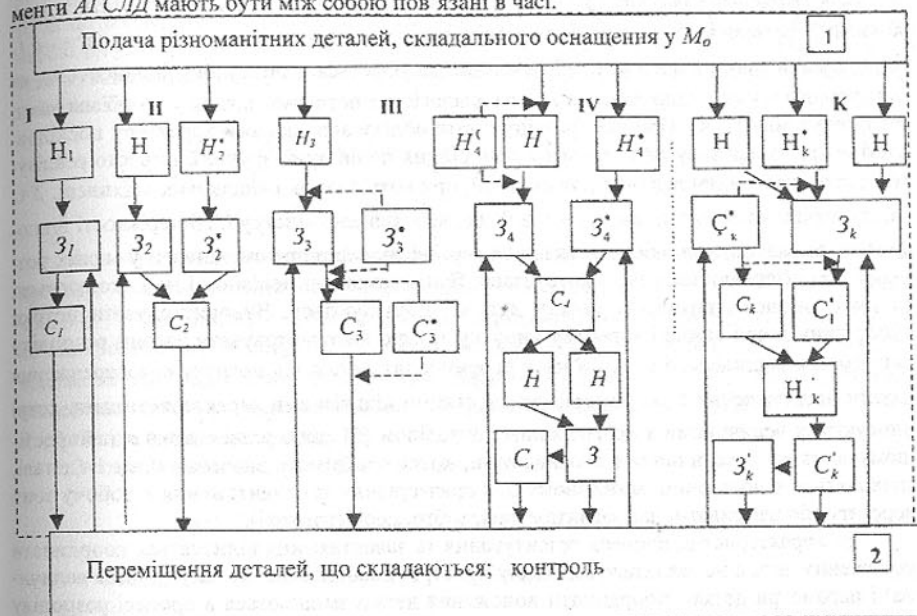


Рис. 1. Модель автоматичної гнучкої складальної лінії

Одним з найбільш істотних моментів завантажувальної операції є початковий момент часу, з якого починається рух деталі з пакету, де вона знаходилася в неорієнтованому стані. Якщо j - номер западини, чи початкове положення деталі в пакеті (шматок завантажувальні пристрої), а i - номер деталі, що аналізується, то t_{ji} - момент початку руху i -ої деталі до першої орієнтуючої западини в сегментному розподілювачі, чи вихідному положенню для орієнтування на завантажувальному пристрої.

Позначаючи через t_{i0}^* момент надходження деталі до завантажувального механізму; t_{i1}^* - момент попадання деталі на орієнтуючий механізм; t_{i2}^* - момент надходження деталі в робочу зону верстату. При розгляді процесу розподілення деталей пакету від моменту початку видачі першої деталі до фіксованого її положення і завантаження на верстат, опускаємо перший індекс і користуємося позначенням t_i^* . Послідовності моментів переміщення деталей можуть бути детермінованими, чи випадковими. У першому випадку момент t_i , визначений жорстко за законом синхронізації періодичних рухів завантажувального механізму в процесі роботи. В другому випадку момент t_i , залежить від випадкових відхилень роботи пристрою при заданих режимах роботи. Для детермінованих послідовностей, таких як в формалізованій схемі, може бути використана залежність, що дозволяє визначити t_i через інші відомі величини, наприклад, t_{i-1} і т.д. У найпростішому випадку момент часу визначиться із співвідношення

$$t_i = t_{i-1} + \Delta t, \quad (1)$$

де Δt - стала величина.

Для визначення моменту t , випадкових послідовностей можна скористатися двома видами формалізації. Перший з них базується на розгляді випадкових відхилень δt від детермінованих величин t . Другий вид складається з опису послідовності t , як випадкового потоку однорідних подій за аналогією з потоками заявок у теорії масового обслуговування [1, 4]. При виборі виду схеми обліку випадкового характеру послідовності потрібно враховувати, що потік однорідних подій дуже зручний і просто реалізується представленням величин для ситуації, при котрій облік випадкових відхилень δt , змісту нерівностей не змінює $t_{i+1} - t_i \geq 0$ для всіх значень індексу i . Ці нерівності відповідають випадкам, при яких закономірна черговість переміщення деталей у межах розглянутого інтервалу часу не порушується. Якщо зазначені нерівності не виконуються, то закономірності розподілу пакету деталей порушуються. Використовувати потоки однорідних подій важче і у такому випадку зручно використовувати закони розподілу випадкових відхилень δt . Крім часу переміщення деталі від початку розосередження пакету (надходження t , характеризується такими кількісними характеристиками, котрі описуються величинами з неперервним розподілом [5]. Дискретні ознаки в найпростішому випадку є величинами двозначними, котрі приймають значення 0 чи 1 (деталі, знаходяться в положенні, можливому для орієнтування та завантаження в робочу зону верстату або непридатні для завантаження, тобто, неорієнтовані).

До характеристик процесу орієнтування та завантаження відносяться координати положення деталі на завантажувальному пристрої в даний момент часу (змінна величина) і параметри деталі. Координати положення деталі змінюються в процесі розподілу пакету в залежності від його динамічних характеристик і часу. Параметри деталей фіксовані в рамках стадії орієнтації та їх завантаження на той верстат, що обслуговує досліджуваній завантажувальний пристрій.

При описі формалізації завантажувальної операції можна рахувати абстрактним положення деталей та елементарне її переміщення, в результаті якого змінюється значення хоча б однієї просторової координати деталі на завантажувальному пристрої. При вирішенні практичних задач кожна завантажувальна операція технологічного процесу відноситься до конкретного верстату, тобто кожна ТЗО виконується на конкретному обладнанні. Тоді моделювання процесу та інтерпретація результатів моделювання є її реальним відображенням.

Формалізована схема ТЗО передбачає визначення математичного опису кінцевого стану деталі та сукупності режимів функціонування. Таким чином, математичний опис ТЗО буде складатися з двох частин: одна з яких, визначається кінцевим орієнтованим станом завантаження на технологічне обладнання (ТО) деталі, а інша - режимами функціонування $f(t^{(k)}, t^{(n)}, t^{(on)})$, де $t^{(k)}$ - час переміщення деталі від початку руху до кінця, $t^{(n)}$ - момент початку видачі деталі із пакету, $t^{(on)}$ - тривалість завантажувальної операції. Приймемо значення координат деталі в пакеті - α_{in} . Тоді величина $t^{(k)} = t^{(n)} + t^{(on)}$ є моментом закінчення завантаження деталі на верстат після її орієнтації в часі та просторі. Наведені співвідношення не вичерпують повного математичного опису завантажувальної операції. До них необхідно приєднати залежності, що визначають режим функціонування завантажувального пристрою в часі. Крім того, $t^{(n)}$ і $t^{(k)} = t^{(n)} + t^{(on)}$ необхідні ще такі величини, як $t_i^{(k)}$ - початковий момент орієнтування i -ої деталі, $\tau^{(r)}$ - час, що затрачується механізмом на витягування даної деталі з пакету (підготовка деталі до орієнтації), $t^{(r)} = t_i^{(k)} + \tau^{(r)}$ момент готовності завантажувально-орієнтуючого

пристрою до виконання своєї функції.

Якщо не застосовано централізоване керування режимами виробничого процесу, то завантажувальна операція може початися в той момент, коли для цього виконані всі необхідні умови: пристрій готовий до роботи і є деталі для завантаження. Якщо простої устаткування відсутні, то момент початку завантажувальної операції визначиться у такий спосіб

$$t_i^{(n)} = \begin{cases} t_i^{(n)}, & \text{якщо } t_{i-1}^{(k)} + \tau_{i-1}^{(r)} \leq t_i^{(n)}; \\ t_{i-1}^{(k)} + \tau_{i-1}^{(r)}, & \text{якщо } t_{i-1}^{(k)} + \tau_{i-1}^{(r)} \geq t_i^{(n)}. \end{cases} \quad (2)$$

Будь-які додаткові простої обладнання, пов'язані з особливостями виробничого процесу, можуть бути враховані відповідним узагальненим поняттям $t^{(r)}$, тобто включені в $\tau^{(r)}$. Якщо режими роботи верстатів і завантажувальних пристроїв до них жорстко синхронізовані, то операція завантаження здійснюється тільки в моменти часу, що відстають один від одного на величину тривалості такту - $\tau^{(r)}$, тобто припустимими моментами початку завантажувальної операції є моменти часу виду $t_0 + k\tau^{(r)}$, $k = 0, 1, 2, \dots, n$, де t_0 - початок відліку часу.

Останні умови записуються наступним чином

$$t^{(n)} + \tau^{(r)} \geq t^{(n)}; \quad t_0 + k\tau^{(r)} < t^{(n)} + t^{(r)} \leq t_0 + (k+1)\tau^{(r)}; \quad (3)$$

$$\text{або} \quad t^{(n)} + k\tau^{(r)} < t^{(n)} < t_0 + (k+1)\tau^{(r)} \quad (4)$$

Наведені співвідношення можна записати так

$$t_0 + k\tau^{(r)} < T_1 \leq t_0 + (k+1)\tau^{(r)}; \quad (5)$$

$$T_2 \leq t_0 + (k+1)\tau^{(r)}, \quad (6)$$

де T_1 і T_2 - час $t^{(n)}$, або $t^{(n)} + t^{(r)}$ взяті в будь-якому порядку.

Визначення моменту початку завантаження $t^{(n)}$ зводиться до наступного. Величини $\tau^{(r)}$, $\tau^{(p)}$, $\tau^{(on)}$ й інші в загальному випадку можуть розглядатися, як випадкові величини. Час $\tau^{(r)}$ підготовки пристрою до роботи є величиною випадковою з заданим законом розподілу. Параметри цього закону залежать від характеристик завантажувального пристрою.

Тривалість такту $\tau^{(r)}$ залежить від режимів роботи верстату (часу обробки деталі) і є величиною невипадковою. Величина $\tau^{(on)}$ залежить від продуктивності верстату, режимів роботи завантажувального пристрою та розмірів деталі. У загальному випадку $\tau^{(on)}$ є випадковою величиною, ймовірні характеристики якої залежать від режимів роботи верстату, ритму роботи завантажувального пристрою та параметрів деталей, що складаються [5].

Синтез математичного опису випадкової величини $\tau^{(on)}$ може бути здійснений, виходячи з наступних положень:

- випадкову величину $\tau^{(on)}$ вважаємо незалежною від інших випадкових величин і найбільш частим винятком з цього правила є врахування кореляції між $\tau^{(on)}$ і $\tau^{(n)}$ або $t^{(on)}$ і $t^{(n)}$;

- вважаємо достатнім опис випадкової величини $t^{(on)}$ з точністю до двох моментів, коли ймовірними характеристиками $t^{(on)}$ будуть її середнє значення та дисперсія;
 - середнє значення при завантаженні вважається залежним від такту роботи верстату, а дисперсія – від характеристик пристрою.

Висновки. З точністю, необхідною для практичного використання, опис процесу розподілу деталей з пакетів в транспортно – завантажувальних пристроях можна представити часовими рівняннями. Рівняння описують послідовні ймовірні етапи переміщення деталей для подачі на технологічне обладнання. Характеристики розподілу деталей з пакету є вихідними даними для моделювання процесу завантаження технічної системи. Цей процес може бути описаний сукупністю співвідношень (зв'язків), котрі визначають функціональні властивості складових і структуру системи на всіх рівнях.

Список літератури: 1. Максимів В.М. Моделювання процесів функціонування автоматичних ліній деревообробки. -Львів: Укр. ЛДТУ, 1997.-184с. 2. Морозов М. А. Автоматизация деревообработки. -М: Машгиз, 1998.- 185 с. 3. Копп В.Я., Обжерин Ю.Е., Песчанский А.И. Стохастические методы автоматизированных производственных систем с временным резервированием. – Севастополь: Изд-во „СевГТУ“, 2000. -284 с., ил. 4. Моудер Дж., Элмаграби. Исследование операций. -М.: „Мир“ т. т. 1,2, 1981. 5. Смоляр Л.И. Модели оперативного планирования в дискретном производстве. – М.: Наука, 1978. – 518 с.

Сдано в редакцію 14.06.04
 Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПЕРЕДАЧАХ С УПРУГИМИ ЗВЕНЬЯМИ

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

The analysis of major factors influencing on losses of energy in the maximum kinematic pairs transfers with elastic parts is executed, analytical and experimental dependences of power losses on parameters of influence and operational characteristics are received.

Введение. Механический привод осуществляет функциональную связь двигателя с рабочими органами машины, преобразуя кинематические и силовые параметры присоединённых звеньев до заданных величин. Процесс сопровождается потерей механической энергии, относительная величина которой служит важной технической характеристикой качества механического привода [1].

Основу главных приводов тяжёлых машин составляют редукторы, потери в которых во многом определяют общие энергетические потери машин и агрегатов. При больших единичных мощностях машин и оборудования, вопрос об энергетических потерях в редукторах актуален не только количественным фактором расхода электроэнергии, здесь он приобретает новую качественную структуру, связанную с техническими условиями охлаждения смазки, отвода тепла, др. требованиями, существенно повышающими производственные и эксплуатационные издержки.

Цель работы: установление физических закономерностей влияния конструктивных факторов на энергетические потери в высших кинематических парах передач с упругими звеньями, разработка технических рекомендаций повышения КПД исследуемых передач.

Основными задачами данного исследования являются:

- анализ силовых и кинематических факторов влияющих на потери энергии в передачах с упругими звеньями;
- определение энергетических потерь в зацеплении передачи с упругими звеньями в зависимости от геометрических параметров элементов зацепления;
- определение потерь энергии в механизме параллельных кривошипов;
- определение энергетических потерь в высших кинематических парах волновой зубчатой передачи;
- определение экспериментальных зависимостей КПД редукторов с упругими звеньями от эксплуатационных характеристик.

Как показал геометрический анализ, предпочтительные условия работы наблюдаются в зацеплении с внецентренным контактом промежуточных тел качения. В отверстиях сепараторов смонтированы демпферы, в которые установлены ролики. Образующие зубьев центрального колеса соосны с роликами, радиальный зазор между ними равен разности радиусов образующей зуба и ролика. Последние обладают четырьмя степенями свободы в некотором пространстве, ограниченном размерами радиальной податливости демпферов, что позволяет роликам свободно обкатываться по зубьям колеса и сателлита [2, 3].

Относительные перемещения элементов зацепления сопровождаются потерями энергии и износом. Установим количественную связь изменения углов, определяющих положения точек контакта на профилях зубьев сателлита $\Delta\theta_1$ и солнечного колеса $\Delta\theta_2$, от угла поворота ведущего вала. Разность приращений углов $\chi = \Delta\theta_1 - \Delta\theta_2$ определяет угловой интервал скольжения нулевого ролика в зацеплении χ до переключения и после переключения на первый ролик $\chi^* = \Delta\theta_1^* - \Delta\theta_2^*$, (табл. 1).

Таблица 1 - Относительные перемещения элементов зацепления

Интервалы угла φ°	$\Delta\theta_1^\circ$	$\Delta\theta_2^\circ$	χ°	$\Delta\theta_1^{*\circ}$	$\Delta\theta_2^{*\circ}$	$\chi^{*\circ}$
0...2.4	0,5405	0,4417	0,0988	-2,2686	-2,3780	0,1094
2,4...4,8	1,4781	1,3854	0,0927	-1,3859	-1,4918	0,1059
4,8...7,2	2,3554	2,2662	0,9892	-0,4350	-0,5374	0,1024

Рассмотрим равновесное состояние сателлита с приложенной системой внешних сил и опорных реакций. На оси сателлита в центре O_1 приложена равнодействующая R_1 системы сил со стороны подшипников. Со стороны выходного вала на сателлит действует главный вектор R_2 приложенный на оси редуктора в центре O_2 и главный момент M сил сопротивления. В зацеплении сателлита действует нормальная реакция N со стороны ролика и сила трения $F_{тр}$. Направление сил трения можно установить по рис. 1, где точка K зуба сателлита соответствует исходному положению точки контакта, а сила трения $F_{тр}$ в точке контакта M , действующая на зуб сателлита со стороны ролика, имеет одинаковое направление с возможным скольжением ролика по зубу

сателлита. Сила трения $\vec{F}_{mp}$ направлена противоположно относительному скольжению.

Рассмотрим условия равновесия сателлита, воспринимающего постоянную нагрузку с ведомого вала M_2 (рис.1).

$$\sum M_{O_2} = 0, \quad M_1 + R_1 \cdot h^* - N \cdot h_1 - F h_2 = 0. \quad (1)$$

Момент силы $\vec{R}_1$ относительно центра O_2 равен вращательному моменту M_1

$$M_1 = R_1 \cdot h^*, \quad (2)$$

а сила трения скольжения $F = fN$, где f — коэффициент трения скольжения. Подставим значения (2) в равенство (1)

$$M_2 - M_1 - N(h_1 + f h_2) = 0 \quad (3)$$

и определим сумму работ моментов сил, действующих на сателлит в пределах некоторого малого угла поворота ведущего вала $\Delta\varphi$, соответствующего зацеплению нулевого ролика

$$M_1 \Delta\varphi - M_2 \Delta\psi - f r_1 \chi N = 0. \quad (4)$$

После переключения зацепления на 1-ый ролик, в выражении (4) изменятся значения входящих в него линейных и угловых параметров, т.е.

$$h_1 \rightarrow h_1^*, \quad h_2 \rightarrow h_2^*, \quad \Delta\psi \rightarrow \Delta\psi^*, \quad \chi \rightarrow \chi^*. \quad (5)$$

Рассматривая совместно выражения (3) и (4) и установим соотношение между крутящими моментами M_1 и M_2 для зацепления нулевого ролика

$$\frac{M_1 + M_2}{M_1 \cdot \Delta\varphi - M_2 \Delta\psi} = \frac{h_1 + f h_2}{f r_1 \chi}. \quad (6)$$

Из соотношения (6) определим крутящий момент на ведущем валу редуктора через момент сил сопротивления, когда в зацеплении участвует нулевой ролик [4]

$$M_1 = \frac{f r_1 \chi + (h_1 + f h_2) \Delta\psi}{(h_1 + f h_2) \Delta\varphi - f r_1 \chi} \cdot M_2. \quad (7)$$

После переключения зацепления на первый ролик соотношение (7) преобразуется с учетом условий (5)

$$M_1 = \frac{f r_1 \chi^* + (h_1^* + f h_2^*) \Delta\psi^*}{(h_1^* + f h_2^*) \Delta\varphi + f r_1 \chi^*} \cdot M_2. \quad (8)$$

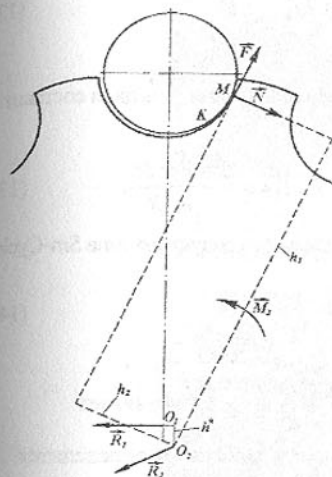


Рис. 1. Равновесное состояние сателлита под действием внешних сил и опорных реакций

Величина потерь в зацеплении изменяется циклически, в соответствии с углом поворота ведущего вала $2\pi/Z_2$. Уровень потерь определяет отношение работ крутящих моментов

$M_1 \neq \text{const}$ и $M_2 = \text{const}$. Разобьем крутящий момент M_1 на n частей в пределах значения угла

$\varphi = 0 \dots 2\pi/Z_2$ с интервалом $\Delta\varphi = 2\pi/Z_2$. В каждом интервале $\Delta\varphi$ считаем $M_1 = \text{const}$ [5].

Работа A_1 крутящего момента M_1 за цикл изменения угла $\varphi = 0 \dots 2\pi/Z_2$, определяется суммированием работ на каждом интервале $\Delta\varphi$, и работа A_2 крутящего момента M_2 :

$$A_1 = \sum_{i=1}^n M_{1i} \Delta\varphi \quad A_2 = M_2 \frac{2\pi}{u Z_2}. \quad (9)$$

КПД редуктора определяется отношением работ A_2 и A_1 . С учетом значений (7) и (8) определяется КПД кругового зацепления редуктора за цикл

$$\eta = \frac{n}{2U} \left\{ \sum_{i=1}^{n/2} \left[\frac{(\tilde{h}_{1i} + f \tilde{h}_{2i}) \Delta\varphi + f r_1 \chi_i}{f r_1 \chi_i + (\tilde{h}_{1i} + f \tilde{h}_{2i}) \Delta\varphi_1} \right] + \sum_{i=n/2+1}^n \left[\frac{(\tilde{h}_{1i}^* + f \tilde{h}_{2i}^*) \Delta\varphi + f r_1 \chi_i^*}{f r_1 \chi_i^* + (\tilde{h}_{1i}^* + f \tilde{h}_{2i}^*) \Delta\varphi_2^*} \right] \right\}, \quad (10)$$

где $\tilde{h}_{1i} = 0.5(h_{1(i-1)} + h_{1i})$, $\tilde{h}_{2i} = 0.5(\tilde{h}_{2(i-1)} + h_{2i})$, $\tilde{h}_{1i}^* = 0.5(h_{1(i-1)}^* + h_{1i}^*)$, $\tilde{h}_{2i}^* = 0.5(h_{2(i-1)}^* + h_{2i}^*)$ — средние значения плеча нормальной реакции N и плеча силы трения $F_{тр}$, соответствующие каждому углу поворота ведущего вала $\Delta\varphi = 2\pi/nZ_2$.

Для редуктора ПК-165, размеры в мм: $r = 7$, $r_1 = 7,25$, $\varepsilon = 3,3$, $R_1 = 77,7$, $R_2 = 82,5$, $R_3 = 79,377$; число зубьев $z_1 = 24$, $z_2 = 25$; $f = 0,1$; $\Delta\varphi = 2,4^\circ$, КПД зацепления составляет $\eta = 0,99$.

Второй ступенью циклоидальных редукторов служит механизм параллельных кривошипов. Определим его КПД. Скорость скольжения V_{τ_i} цевки в окне сателлита:

$$V_{\tau_i} = (\vec{V}_{Q_{1i}} - \vec{V}_{O_{2i}})_{\tau} = \varepsilon(u+1) \cdot \dot{\psi}. \quad (11)$$

где $\bar{V}_{Q2i}$, $\bar{V}_{O2i}$ – скорости в точке контакта r^{2i} окна и r^{2i} цевки, с нормально приложенной нагрузкой N_i относительно оси: $N_i = K \cdot \Delta_i$, где K – изгибная жесткость цевки, Δ_i – прогиб. Сила трения в контакте r^{2i} цевки:

$$F_i = \frac{4fM}{nR} \sin[\beta_i + \psi(U+1)], \quad (12)$$

где n – число цевок; $0 \leq i \leq \frac{n}{2} - 1$; $0 \leq \beta \leq \pi \frac{n-2}{n}$. Работа A_i силы трения F_i за цикл составит:

$$A_i = \frac{4fe(U+1)M}{n \cdot R} \int_0^{2\pi/(U+1)} \sin[\psi(U+1) + \beta_i] d\psi = \frac{16feM}{n \cdot R}. \quad (13)$$

КПД механизма параллельных кривошипов циклоидального редуктора типа Sm-Cyclo

$$\eta = 1 - \frac{4fe(U+1)}{\pi R}. \quad (14)$$

Из выражения (14) следует, что при условии: $\frac{4fe(U+1)}{\pi R} \geq 1$ – возникает

заклинивание. КПД редуктора с механизмом параллельных кривошипов определится произведением (10) и (14):

$$\eta_0 = \left\{ \frac{n}{2U} \sum_{i=1}^{n/2} \left[\frac{(\tilde{h}_{1i} + f\tilde{h}_{2i})\Delta\varphi + f r_i \chi_i}{f r_i \chi_i + (\tilde{h}_{1i} + f\tilde{h}_{2i})\Delta\psi_i} \right] + \sum_{i=n/2}^n \left[\frac{(\tilde{h}_{1i} + f\tilde{h}_{2i})\Delta\varphi + f r_i \chi_i^*}{f r_i \chi_i^* + (\tilde{h}_{1i} + f\tilde{h}_{2i})\Delta\psi_i^*} \right] \right\} \left[1 - \frac{4fe(U+1)}{\pi R} \right]. \quad (15)$$

Для редуктора с параметрами $\varepsilon = 3,3$, $R = 72,5$ мм, $U = 24$, $f = 0,1$ общий КПД составит $\eta_0 = 0,847$. При варьировании передаточным отношением, заклинивание редуктора произойдет при $U \geq 172$.

Экспериментальные исследования редукторов проводились на стендах с разомкнутым силовым контуром. В качестве нагрузочных устройств для редукторов ПК-165 и ПК-500 использовались порошковые тормоза ПК-250М и ТЭП-4500-У1, для редуктора ПК-823 разработан и изготовлен стенд на встречных силовых потоках и рекуперацией энергии (рис. 2 - 4). КПД редукторов определялся при номинальной нагрузке: $M_{ном. (ПК-165)} = 1$ кНм; $M_{ном. ПК-500} = 45$ кНм; $M_{ном. ПК-823} = 70$ кНм, и частотах $n_1 = (50; 100; 200; \dots; 1500)$ об/мин. Зависимость КПД редукторов от величины нагрузочных моментов M_2 определялась при частоте вращения $n_1 = 1000$ об/мин и отношениях: $M_2/M_{ном.} = (0,05; 0,1; 0,2; 0,3; \dots; 1,6)$.

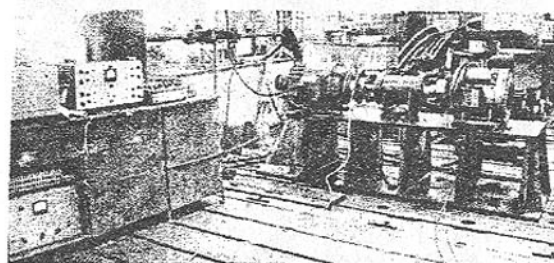


Рис. 2. Стенд с разомкнутым силовым контуром для экспериментальных исследований редуктора ПК-165

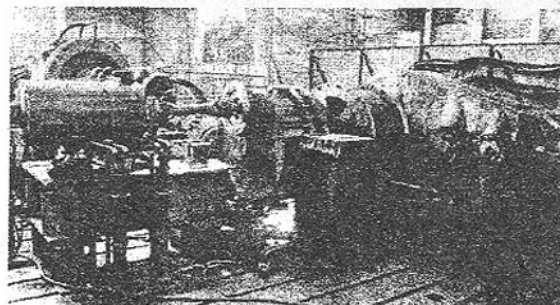


Рис. 3. Стенд на встречных силовых потоках и рекуперацией энергии для испытания крупных редукторов с промежуточными телами качения

Максимальные значения КПД испытуемых редукторов приобретают при номинальной нагрузке и частоте вращения близкой к $n_1 = 1000$ об/мин:

$$\eta_{max ПК-165} = 0,971, n_1 = (800 \dots 1000) \text{ об/мин}; \quad \eta_{max ПК-500} = 0,967, n_1 = (650 \dots 900) \text{ об/мин};$$

$$\eta_{max ПК-823} = 0,936, n_1 = (1000 \dots 1300) \text{ об/мин}.$$

Определим мощность потерь в зубчатом зацеплении волновой передачи P_f

$$P_f = \frac{I \cdot f \cdot \omega_1 \cdot M_1}{\cos \alpha} \sin \frac{\beta_0}{4}, \quad (16)$$

где $i = 1,1 + 0,0005 \cdot (u - 80)$ – коэффициент, учитывающий влияние масштабного фактора; α – угол профиля исходного контура зубьев; f – коэффициент трения; ω_1 – частота вращения генератора волн; M_1 – крутящий момент на валу генератора волн; β_0 – протяженность поля зубчатого зацепления, определяется осциллографией нагрузки на зубья.

В контакте диска с гибким колесом CD действуют радиальные силы q , (рис. 6), аппроксимируем их параболической зависимостью:

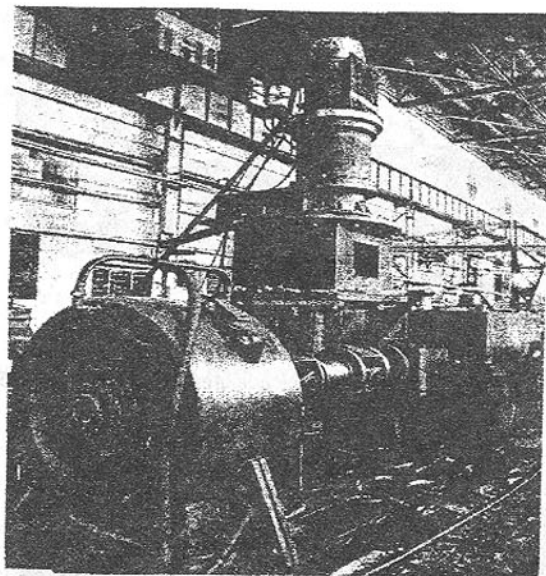


Рис. 4. Стенд с разомкнутым силовым контуром для экспериментальных исследований редукторов с промежуточными телами качения в вертикальном исполнении

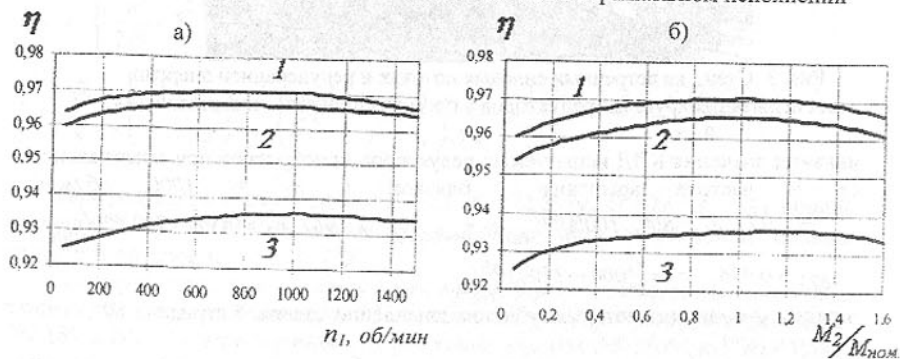


Рис. 5. Зависимость КПД редукторов с промежуточными телами качения 1 – ПК-165, 2 – ПК-500, 3 – ПК-823, от: а) – частоты вращения n_1 ; б) – отношения моментов $M_2/M_{ном}$.

$$q_r = q_{rmax} \cdot \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}}\right), \text{ где } q_{rmax} = \frac{3M_2 \tan \alpha}{2d^2 \theta^*}, M_2 = \frac{d^2}{\tan \alpha} \cdot \int_0^{\theta^*} q_r d\theta,$$

где θ^* – угловая координата протяженности радиальной нагрузки, d – диаметр окружности на середине высоты зуба жёсткого колеса.

Максимум радиальной нагрузки q_{rmax} отклонен от большой оси генератора ОА на угол χ . Угол ψ наклона образующей оболочки BB_1 возрастает до ψ_{max} у оси ОА, после чего он уменьшается. Длина образующих BB_1 возрастает перед осью ОА и уменьшается за осью, что при $l = const$, вызывает скольжение диска. Возникающие силы трения q_f пропорциональны силам q_r и направлены параллельно общей оси.

Равнодействующие сил трения F_1, F_2 , определяются интегрированием момента M_2 :

$$F_1 = f q_{rmax} \alpha \cdot \left\{ \frac{2}{3} \theta^* + \chi \left(1 - \frac{\chi^2}{3\theta^2} \right) \right\}, F_2 = f q_{rmax} \alpha \cdot \left\{ \frac{2}{3} \theta^* - \chi \left(1 - \frac{\chi^2}{3\theta^2} \right) \right\}, \quad (17)$$

где a – расстояние от оси передачи до поверхности контакта диска с гибким колесом.

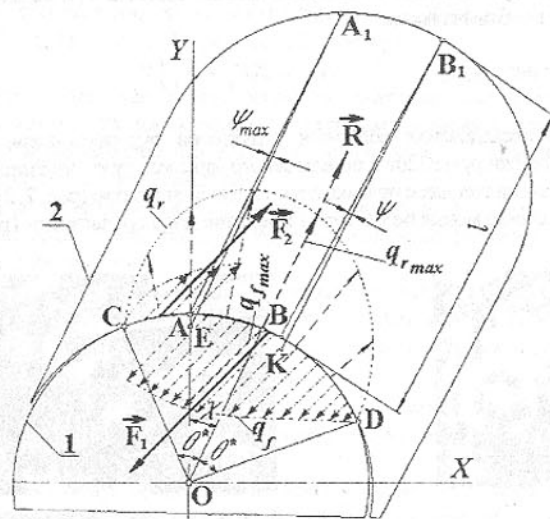


Рис. 6. Модель взаимодействия дисков с гибким колесом: 1 – диск; 2 – гибкое колесо

Составляются выражения моментов сил трения относительно координатных осей X и Y , т.е. $M_{1x}, M_{1y}, M_{2x}, M_{2y}$, после их интегрирования определяем координаты точек приложения сил трения F_1, F_2 :

$$x_{c1} = \frac{3a \left[(2 + \theta^{*2} - \chi^2) - 2 \cos(\theta^* + \chi) + \theta^* \sin(\theta^* + \chi) \right]}{2\theta^{*3} + \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$y_{c1} = \frac{6a[\sin(\theta^* + \chi) - \chi - \theta^* \cos(\theta^* + \chi)]}{2\theta^3 + \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$x_{c2} = \frac{3a\left\{\left[2 + \theta^{*2} - \chi^2\right] - 2[\cos(\theta^* - \chi) + \theta^* \sin(\theta^* - \chi)]\right\}}{2\theta^3 - \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$y_{c2} = \frac{6a[\sin(\theta^* - \chi) - \chi - \theta^* \cos(\theta^* - \chi)]}{2\theta^3 - \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)}.$$

Момент сил q : $M = F_1 x_{c1} + F_2 x_{c2}$ поворачивает диски вокруг оси ОА на угол γ .

Угол γ связан с осевым зазором дисков Δ : $\Delta = (c_1 + c_2) \cdot (\cos \gamma - \cos^2 \gamma) + \varepsilon \operatorname{tg} \gamma$, где c_1, c_2 - расстояния от центров подшипников до торцовых плоскостей дисков, разделённых зазором Δ ; ε - эксцентриситет дисков. Скорость скольжения дисков V_f и мощность потерь N_f в зонах контакта дисков с гибким колесом

$$V_f = a\omega_1 \operatorname{tg} \gamma, \quad N_f = 2(F_1 + F_2)V_f.$$

Экспериментальные исследования волновых редукторов рудоразмольной мельницы объёмом 160 м³, массой загрузки руды 220 т и передвижного миксера грузоподъёмностью 600 т жидкого металла, выполнены на стендах с разомкнутым силовым контуром (рис. 7, 8).

Результаты исследования волновых редукторов представлены графически (рис. 9).

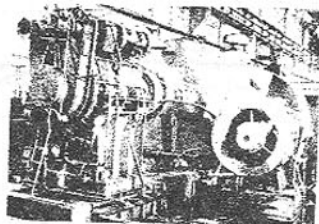


Рис. 7. Стенд для испытания волновых редукторов миксера ёмкостью 600 т жидкого металла

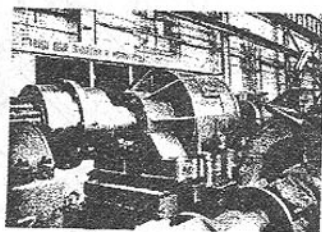


Рис. 8. Стенд для экспериментальных исследований волновых редукторов привода рудоразмольной мельницы

Аналитическая модель сопряжения дисков с гибким колесом адекватно отражает особенности взаимодействия несущих элементов высших кинематических пар, что позволяет определить причины и величину энергетических потерь в узлах волновой зубчатой передачи.

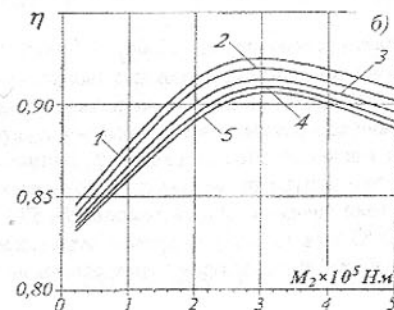
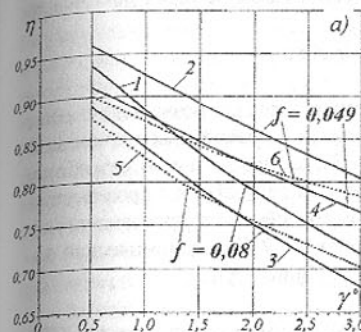


Рис. 9. КПД волнового редуктора мельницы от: а) угла γ ; 1, 2 - потери в генераторе; 3, 4 - потери в зацеплении и генераторе; 5, 6 - данные эксперимента; б) момента M_2 , при частотах вращения генератора $\omega_1 = [5,24 \text{ с}^{-1} - 1; 10,47 \text{ с}^{-1} - 2; 26,18 \text{ с}^{-1} - 3; 52,36 \text{ с}^{-1} - 4; 78,54 \text{ с}^{-1} - 5]$ - результаты эксперимента

Выводы: Выполнен анализ основных факторов влияющих на потери энергии в высших кинематических парах передач с упругими звеньями, получены аналитические и экспериментальные зависимости энергетических потерь от конструктивных параметров и эксплуатационных характеристик.

1. Решена актуальная научно-техническая задача создания высоконагруженных передач с упругими звеньями, открывающая новое направление развития приводной техники в тяжёлом машиностроении.

2. В результате теоретических и экспериментальных исследований установлены основные закономерности взаимодействия жёстких и гибких звеньев высших кинематических пар, что позволило оптимизировать конструктивные параметры несущих элементов и узлов новых передач.

3. Разработана аналитическая модель кинематической пары "диск - гибкое колесо" позволяющая определить величину энергетических потерь в зоне контакта дисков с гибким колесом.

4. КПД волновых редукторов принимает максимальные значения при номинальных нагрузках; с ростом частоты вращения n КПД падает. Для минимизации энергетических потерь, рекомендуется:

- принимать углы ϕ , между большой осью и началом входа зубьев в зацепление, на (10 ... 15)% меньше центрального угла ω между большой осью и точкой схода гибкого колеса с диска;
- устранить люфты и осевые зазоры между дисками;
- исключить «плавающую» конструкцию генератора волн;
- установить кольцо из антифрикционного материала (бронзы) между дисками и гибким колесом;
- исключить сферические опоры при монтаже дисков генератора волн.

5. Получены аналитические зависимости потерь в зацеплении и механизме параллельных кривошипов от геометрических параметров передач с промежуточными телами качения: КПД механизма параллельных кривошипов падает с ростом передаточного отношения и эксцентриситета сателлитов.

6. Для повышения КПД передач с промежуточными телами качения рекомендуется:

— следовать условиям: $\tau_1 = (1,04 \dots 1,075) \tau$, $\Delta = (0,005 \dots 0,008) \tau$;

— исключить механизм параллельных кривошипов.

7. Лабораторные и промышленные испытания опытных образцов позволили довести технические характеристики редукторов с упругими звеньями до расчётных значений. В приводы машин и оборудования продукции ЗАО «НКМЗ» внедрены новые разработки редукторов с упругими звеньями: 17 волновых редукторов и 75 редукторов с промежуточными телами качения, общей массой 384,579 т. Снижение трудоёмкости производства составило 23838н./ч. (29,2%), снижение металлоёмкости 813,665т (67,9 %), экономический эффект от внедрения редукторов с упругими звеньями составил 11948654 грн.

Список литературы: 1. Гафаров А. Г. Экспериментальное исследование КПД однорядных планетарных зубчатых механизмов // Известия вузов. Машиностроение. - 1968. - №12. - С. 17 - 21. 2. Ас. 1404708 СССР, МКИ F16 H 1/32. Планетарный редуктор / В.Н. Стрельников (СССР). - № 3994779/25-28; Заявл. 23.12.85; Опубл. 23.06.88, Бюл. № 23.-3 с. 3. Ас. 1482317 СССР, МКИ F16 H 1/32. Планетарный редуктор / В.Н. Стрельников (СССР). - № 4242412/25-28; Заявл. 11.05.87; Зарегистр. в Гос. реестре изобр. СССР 22.01.89. - 8 с. 4. Стрельников В.Н. Определение энергетических потерь в редукторах с промежуточными телами качения // Республ. научно-техн. конф. "Стандартизация и унификация в области зубчатых передач". - Харьков: УРП ВНТОМ. - 1990. - С. 122 - 124. 5. Стрельников В. Н. Об энергетических потерях в редукторах с промежуточными телами качения и точность выбранных параметров // Проблемы качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колёс и передач. - Л.: ВАМТ. - 1991. - С. 76-78.

Сдано в редакцию 16.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Нечепас В.Г.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

On the basis of theoretical and experimental researches criteria of optimization of parameters of the maximum kinematic pairs, eliminating negative influence of the scale factor in large wave reducers are established.

Введение. Освоение небольших волновых зубчатых передач (ВЗП) способствовало упрощённому подходу к вопросам сопряжения жёстких деталей с гибким звеном. Это не позволило установить влияние деформации гибкого колеса на интерференцию зубьев, раскрыть физическую сущность взаимодействия генератора с гибким колесом, определить источники возникновения осевых сил и повышенных энергетических потерь в области генератора волн. В известных методиках не учтён масштабный фактор. Крупные волновые зубчатые редукторы (КВЗР) спроектированные по этим методикам и изготовленные на АО «НКМЗ» - оказались не работоспособными. Устранение брака и обеспечение высокой нагрузочной способности КВЗП послужили основанием для планирования и выполнения широкой программы исследований.

Внедрение крупных ВЗП (КВЗП) в тяжёлом машиностроении затруднено влиянием масштабного фактора, препятствующего переносу известных наработок на крупные образцы.

Не реализована связь геометрических и силовых параметров с упругой деформацией гибкого звена. Не раскрыта физическая сущность явлений, происходящих в кинематических парах: «диск - гибкое колесо», не установлена природа осевых сил и повышенных энергетических потерь в области генератора волн, не решены вопросы интерференции и проскока зубьев под нагрузкой [1, 2]. Это снижает технические характеристики КВЗП, сдерживает их дальнейшее развитие. Устранения интерференции и проскока зубьев, снижения энергетических потерь путём оптимизации геометрических, кинематических и силовых параметров взаимодействия элементов высших кинематических пар, с учётом деформации гибкого звена, направленные на повышение нагрузочной способности КВЗП - представляют практический интерес для тяжёлого машиностроения.

Цель исследования - повышение нагрузочной способности КВЗП путём минимизации энергетических потерь, устранения интерференции и проскока зубьев.

Задачи исследования:

- выполнение геометрических исследований, кинематического и силового анализа зубчатого зацепления;
- установление физической сущности силового взаимодействия элементов упругой кинематической пары: диск - гибкое колесо;
- определение осевых сил в КВЗП;
- определение энергетических потерь, КПД и температурного режима КВЗП;
- разработка рекомендаций по устранению негативного влияния масштабного фактора на нагрузочную способность КВЗП.

Деформация гибкого колеса нарушает зазоры между зубьями, вызывает интерференцию и проскок зубьев. В серийных ВЗП для устранения интерференции увеличивают угол исходного контура до 30°, применяют коррекцию и зубья с широкой впадиной. Для КВЗП такие методы не эффективны. При нагрузках $M_2 \geq 3 \cdot 10^5$ Нм, деформация гибкого колеса настолько велика, что зубья нарушают последовательность входа в зацепление и перескакивают через зуб - "проскок зубьев". Кроме того, 30°-ое зацепление увеличивает радиальную нагрузку на генератор волн на 60%, деформацию гибкого колеса, повышает массу и снижает нагрузочную способность КВЗП [3].

Принимается допущение, что нагрузка приложена на середине высоты зуба. Эвольвентный профиль зубьев аппроксимируется прямолинейным. (рис.1). Это не оказывает заметного влияния на расчётную схему, т.к. погрешности не превышают 0,1...0,3%. Уравнение прямолинейного профиля математической модели зуба [4]

$$\frac{Y - Y_2}{X - X_2} = \frac{Y_1 - Y_2}{X_1 - X_2}$$

Модель зуба представлена в виде балки с постоянным и переменным прямоугольными сечениями и силой N_k , приложенной под углом $\alpha_k = 21,96135^\circ$.

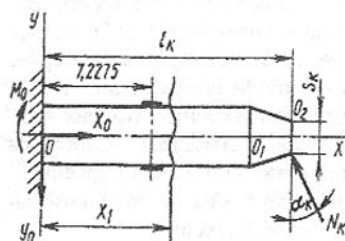
Уравнения упругой линии модели на участках OO_1 и O_1O_2

$$EI_1 Y = \frac{M_0 X_1^2}{2} - \frac{Y_0 X_1}{6}, \quad EI_2 Y'' = M_0 - Y_0 X. \quad (1)$$

Решение уравнений (1) определяет прогиб упругой линии под силой N_k , при $X=1_k=15,947$ мм

$$Y_2 = 1,4332 \cdot 10^{-3} N_k \text{ [мм]}. \quad (2)$$

$$\sigma_+ = \frac{M_u}{W_z} - \frac{X_0}{F} = 0,3274 N_k,$$



Напряжения растяжения σ_+ и сжатия σ_- модели области наклейки тензорезисторов

$$\sigma_- = \frac{M_u}{W_z} + \frac{X_0}{F} = 0,3476 N_k,$$

где $M_u = M_0 - Y_0 a_m$ - изгибающий момент;
 $W_z = \frac{bh^2}{6} = 22,6 \text{ мм}^3$ - осевой момент сопротивления.

Рис. 1. Модель контрольного зуба

Выражение $\sigma = E\epsilon$ (ϵ - относительная деформация тензорезистора) и формула (2) связывают относительную деформацию тензорезисторов с прогибом упругой линии под силой

$$Y_2 = 87,555\epsilon_+, \quad Y_2 = 82,463\epsilon_-.$$

Зуб жесткого колеса аппроксимируется в балку трапециевидального сечения (рис. 2). Кривизна упругой линии математической модели зуба жесткого колеса

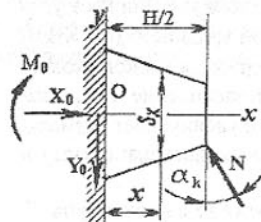


Рис. 2. Силовая модель зуба

для пластинки

$$Y'' = 0,1008 \cdot 10^{-4} N \left[\frac{1}{(1,8948 - X)^2} - \frac{1,7952}{(1,8948 - X)^3} \right] \quad (3)$$

Интегрируем уравнение (3) и определяем прогиб середины зуба на модели Y_3 , при $X = H/2 = 1,492 \text{ мм}$,
 $Y_3 = 4,72 \cdot 10^{-6} N, \text{ мм}.$

Силовые параметры определяются на увеличенной модели зуба. При этом зуб и модель аппроксимируются трапециевидальными пластинками. Уравнения упругости в перемещениях

$$\frac{2}{1-\nu} \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} = 0; \quad \frac{2}{1-\nu} \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = 0;$$

где ν - коэффициент Пуассона; U, V - упругие смещения в направлениях координат X и Y .

С учётом граничных условий записываются уравнения упругости увеличенной в K раз модели:

$$\sigma_{x_2} = \frac{2E}{KH(1-\nu^2)} \cdot \left(\frac{\partial U_2}{\partial \eta_2} + \nu \frac{\partial V_2}{\partial \eta_2} \right) = \begin{cases} -P_x \text{ при } \left(1 - \frac{\Delta_2}{0,5KH} \right) < \xi_2 < 1; \\ 0 - \text{на остальной контуре модели кроме заземления} \end{cases}$$

$$\sigma_{y_2} = \frac{2E}{KH(1-\nu^2)} \cdot \left(\frac{\partial V_2}{\partial \eta_2} + \nu \frac{\partial U_2}{\partial \eta_2} \right) = \begin{cases} -P_y \text{ при } \left(1 - \frac{\Delta_2}{0,5KH} \right) < \xi_2 < 1; \\ 0 - \text{на остальной контуре модели кроме заземления} \end{cases}$$

$$\tau_{xy_2} = \frac{E}{2(1+\nu)} \cdot \left(\frac{\partial V_2}{\partial \xi_2} + \frac{\partial U_2}{\partial \eta_2} \right) = \begin{cases} 0 - \text{на всём контуре модели кроме заземления} \end{cases}$$

$$\frac{2}{(1-\nu)} \cdot \frac{\partial^2 U_2}{\partial \xi_2^2} + \left(\frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \cdot \frac{\partial^2 V_2}{\partial \xi_2 \partial \eta_2} + \frac{\partial^2 U_2}{\partial \eta_2^2} = 0; \quad \frac{\partial^2 V_2}{\partial \xi_2^2} + \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\partial^2 U_2}{\partial \xi_2 \partial \eta_2} + \frac{2}{1-\nu} \cdot \frac{\partial^2 V_2}{\partial \eta_2^2} = 0,$$

где η_2 - безразмерные координаты; E - модуль упругости первого рода; P_x, P_y - проекции интенсивности приложенной нагрузки на оси X, Y ; K - масштабный коэффициент. При увеличении приложенной силы и геометрических размеров модели зуба в профильной плоскости в K раз, деформации также возрастают в K раз, при одинаковом напряженном состоянии моделей.

В отличие от известных решений, в разработанной методике деформация зуба определяется на всей длине, а изменение жёсткости контрольного зуба учитывается уравнениями упругости. Выполнены исследования силовых и кинематических процессов в зубчатом зацеплении КВЗП. В соответствии с принципом суперпозиции, деформация каждого элемента зуба определялись отдельно. Обработка осциллограмм (рис. 3) образцов (рис. 4) позволяет установить зависимость числа пар зубьев в зацеплении от крутящего момента M_2 (рис. 5).



Рис. 3. Осциллограмма деформации локализованных элементов зуба жесткого колеса при нагрузочном моменте $M_2 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и частотой вращения входного вала $\omega_1 = 1,667 \text{ с}^{-1}$

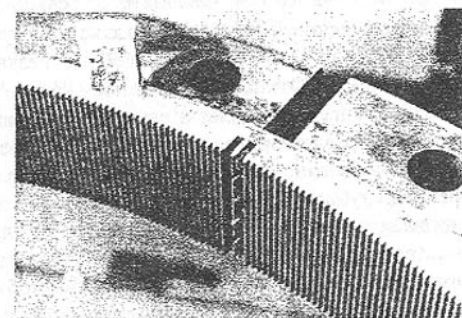


Рис. 4. Локализованные элементы зуба колеса редуктора наклона миксера МП - 600АС

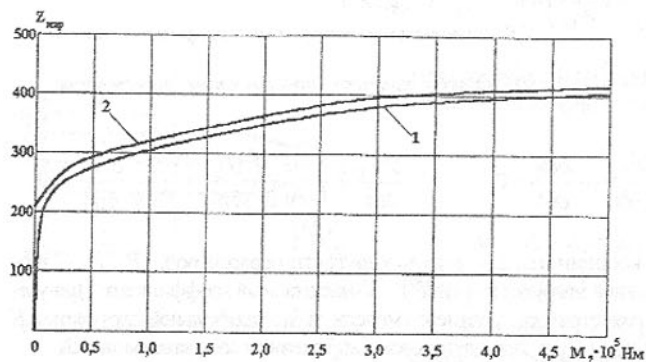


Рис. 5. Число пар зубьев в зацеплении редуктора наклон миксера МП - 600АС ёмкостью 600 т жидкого металла: 1 - получено тензометрированием; 2 - скоростной киносъемкой

Модель зуба изготовлена из материала жёсткого колеса, толщиной 17,5мм и увеличена в нормальной плоскости в масштабе 25:1. Сохраняется тождественность уравнений статической задачи теории упругости и подобие начальных и граничных условий модельных образцов, что в соответствии с теорией подобия является достаточным условием подобия исследуемых явлений.

В КВЗР миксера, нагрузка на зубья

имеет предельную интенсивность вблизи переднего торца зубчатого венца на входе в зацепление (рис. 6, 1, $\alpha = -37^\circ$). Пиковые нагрузки на зубья превышают максимальные на $30 \div 40\%$. При удалении от переднего торца зубчатого венца и от входа зубьев в зацепление интенсивность нагрузки падает. Снижение нагрузки (по переднему торцу зубчатого венца), при удалении от входа зубьев в зацепление (рис. 7, 1), $\alpha \leq [-37^\circ \dots -22^\circ]$, обусловлено выходом зуба из зоны интерференции.

По длине зубьев силы распределены неравномерно. До 40% их длины по заднему торцу нагружена слабо и может быть удалена. Это улучшит распределение нагрузки в зацеплении, уменьшит интерференцию и вероятность проскока зубьев, снизит износ и энергетические потери. Положение зубьев оказывает влияние на показатели зацепления: удельную нагрузку на зубья, их проскок и интерференцию, КПД. Максимальная нагрузка на зубья пропорциональна нагрузке редуктора (рис. 8). При $M_2 > 4,5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$, наблюдается резкий рост максимальной нагрузки на зубья вызванный интерференцией зубьев. При высоких нагрузочных $M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$, максимальное значение нормальной силы на зуб составляет 6500 Н. Результаты эксперимента можно аппроксимировать прямой 2. Отклонения данных эксперимента от линейной зависимости не превышают 10%. Распределение сил в зацеплении не симметрично большой оси генератора. Силы смещены в направлении входа зубьев в зацепление. С ростом нагрузки повышается неравномерность распределения сил между зубьями. Это вызвано деформацией гибкого колеса и интерференцией зубьев под нагрузкой. Для устранения интерференции следует обеспечить зазоры на входе и выходе зубьев из зацепления. Результаты представляют научный и практический интерес для КВЗП с широкими зубчатыми венцами, где негативное влияние деформации гибкого звена усиливается масштабным фактором.

Зазоры по переднему и заднему торцам зубчатого венца учитывают перекосы зубьев и закручивание гибкого колеса при входе j_{aq1} , j_{aq2} и выходе зубьев из зацепления j'_{aq1} , j'_{aq2}

$$j_{aq1} = j_{aq} + j_{VW1} + j_{k1}, j_{aq2} = j_{aq} + j_{VW2} + j_{k2},$$

$$j'_{aq1} = j'_{aq} + j'_{VW1} + j'_{k1}, j'_{aq2} = j'_{aq} + j'_{VW2} + j'_{k2},$$

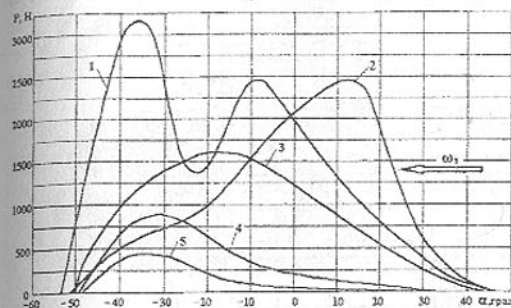


Рис. 6. Распределение нагрузки по длине зуба при нагрузке $M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$: 1, 2, 3, 4, 5 - номера локализованных элементов контрольного зуба

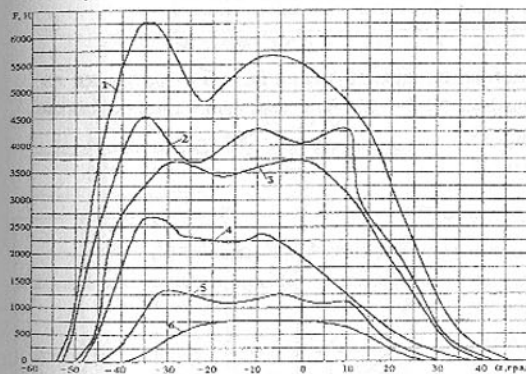


Рис. 7. Зависимость нормальной силы на зуб от фазы вращения генератора волн, при нагрузке M_2 : [1 - 0,5; 2 - 1,0; 3 - 2,0; 4 - 3,0; 5 - 4,0; 6 - 5,0] $\times 10^5 \text{ Нм}$

жжена толщина зубьев и выполнены срезы их вершин в форме полого расходящихся конусов от середины высоты на торцах зубчатого венца. Это устранило интерференцию и проскок зубьев под нагрузкой, повысило технические характеристики редуктора (рис. 10). Полученные результаты используются для предотвращения интерференции и проскока зубьев на стадии проектирования КВЗП.

Влияние расклинивающего эффекта зубьев возрастает от полюсов к периферии, увеличивается скорость скольжения зубьев (рис. 11). Для определения оптимальных рабочих зон, рассмотрим обращенное движение зубчатых колес ВЗП, сообщив ей вращение с угловой скоростью $-\omega_2$, равной и противоположно направленной угловой скорости ведомого вала.

где j_{aq} , j'_{aq} - зазоры у вершин зуба гибкого колеса на входе и выходе из зацепления; j_{VW1} , j_{VW2} - приращения зазоров по торцам; j_{k1} , j_{k2} - приращения зазоров от закручивания гибкого колеса. Под нагрузкой отрицательные зазоры у вершин зубьев гибкого колеса смещаются в сторону входа зубьев в зацепление (рис. 9). При $M_2 = 50 \text{ тм}$, интерференция зубьев гибкого колеса редуктора мельницы $J_{aq1} = -0,25 \text{ мм}$, для редуктора миксера $J_{aq1} = -0,20 \text{ мм}$. Это подтверждают следы износа головки зубьев по торцам колёс. При достижении интерференции зубьев Δ суммарной толщины вершин зубьев гибкого S_{ag} и жёсткого колёс $S_{жк}$, $\Delta = (S_{ag} + S_{жк})$ - наступает "проскок" зубьев [5].

Выполненные исследования позволили определить область и величину интерференции зубьев в зависимости от параметров КВЗП, фазы зацепления и нагрузки. Максимальные значения интерференции приобретает у торцов зубчатого венца гибкого колеса на входе и выходе зубьев из зацепления. На редукторе перефутеровки мельницы МП 5500 $\times$ 7500 снижена

Припиаем допущения: о нерастяжимости нейтральной поверхности гибкого колеса; радиальные перемещения гибкого колеса не изменяются в осевом направлении [6].
Полная окружная скорость гибкого колеса $V_{ig} = V_{i\Sigma} + V_{ir}$, где $V_{i\Sigma}$ — суммарная ок-

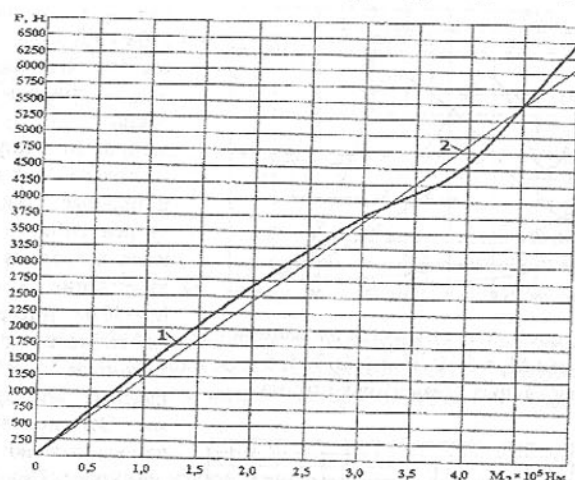


Рис. 8. Зависимость максимальной силы действующей на зуб от нагрузки на редуктор миксера: 1 — по данным эксперимента; 2 — линейная аппроксимация результатов эксперимента

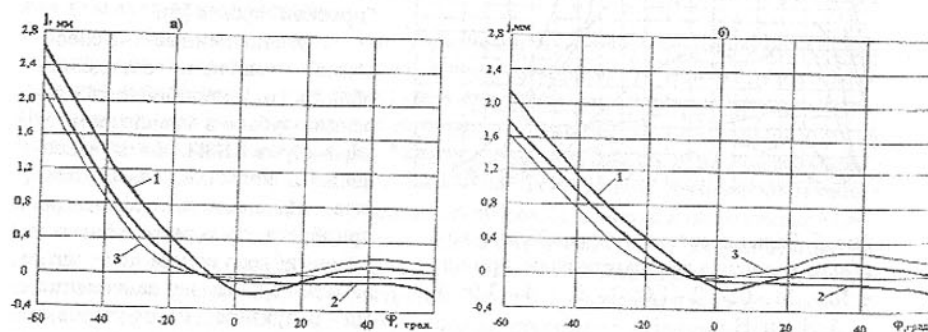


Рис.9. Зазоры у вершин зубьев волновых редукторов: а) перифутеровки рудоразмольной мельницы МПР5500x7500, б) наклона миксера МП-600АС, при нагрузке $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм; 1,2 — по переднему и заднему торцам гибкого колеса, 3 — по переднему и заднему торцам жёсткого колеса

ружная скорость

точки гибкого колеса; V_{ir} — окружная скорость от расклинивающего эффекта. Скорость скольжения зубьев $V_s = \frac{V_{ir}}{\cos \alpha_y}$, где $V_{ir} = \dot{W}$ — радиальная скорость зуба; α_y — угол профиля

зуба жёсткого колеса в точке контакта. Для привода миксера: при $\omega_1 = 13,80 \text{ с}^{-1}$, $V_{ig} = 0,021 \text{ м/с}$, $V_{smax} = 0,066 \text{ м/с}$; мельницы: при $\omega_1 = 78,54 \text{ с}^{-1}$, $V_{ig} = 0,160 \dots 0,159 \text{ м/с}$, $V_{smax} = 0,466 \text{ м/с}$.

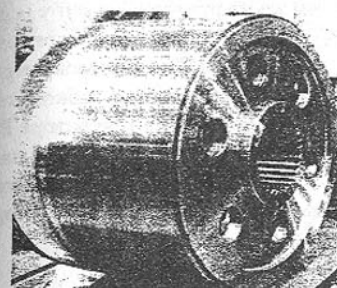


Рис. 10. Гибкое зубчатое колесо волнового редуктора рудоразмольной мельницы

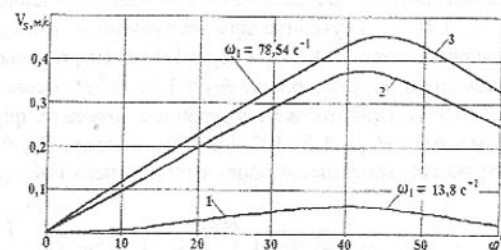


Рис. 11. Скорости скольжения зубьев в волновых передачах: 1,2 — миксера; 3 — мельницы

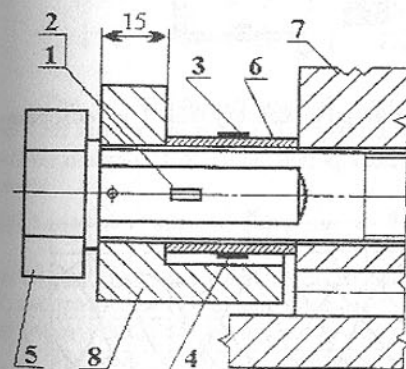


Рис. 12. Конструктивная схема нагрузочного узла для экспериментального исследования осевых усилий на гибком колесе: 1,2,3,4 — тензорезисторы; 5 — тензометрический болт; 6 — тензометрическая втулка; 7 — ступица; 8 — шайба

Скорость скольжения зубьев пропорциональна величине угла ϕ , отсчитанного от большой оси генератора до начала входа зубьев в зацепление. Для КВЗП угол ϕ следует принимать на 20...25% меньше угла γ , чтобы минимизировать потери и исключить заклинивание. Для снижения влияния перекоса зубьев, желательно ограничить зону зацепления в пределах 30...35° в каждую сторону от большой оси генератора волн. Конструктивно это выполнить сложно. При больших нагрузках $M_2 > 10^6$ Нм, КВЗР работают не устойчиво.

Приведены результаты экспериментальных исследований осевых сил в КВЗП. При ресурсных испытаниях редуктора миксера МП-600АС при $M_2 = 30 \text{ тм}$, произошёл разрыв болтов М16 осевой фиксации гибкого колеса и разрушилась бронзовая лята осевой фиксации генератора волн. Осевые силы на гибком колесе определялись

тензометрией крепёжных болтов 5 и упругих втулок 6 (рис. 12), на генераторе — тензометрией упругой втулки (рис.13).

В результате обработки осциллограмм, получены зависимости осевых сил P на болтах и втулках гибкого колеса (рис. 14,а), и на упругой втулке генератора волн от фазы его вращения (рис 14,б). На рис. 15 представлены графики изменения осевых сил на гибком колесе и генераторе волн редукторов мельницы и миксера от нагрузочного момента M_2 . При нагрузочном моменте $M_2 = 5 \cdot 10^4$ Нм величина осевой растягивающей силы, действующей

на гибкое колесо редуктора миксера, составляет $R_{K1}=1,15 \cdot 10^3$ Н; соответствующая осевая сжимающая сила на генераторе волн $R_{Г1} = -1,11 \cdot 10^3$ Н. При том же нагрузочном моменте редуктора мельницы, осевая сила на гибком колесе составляет $R_{K2} = 1,27 \cdot 10^3$ Н и на генераторе волн $R_{Г2} = -1,21 \cdot 10^3$ Н. С увеличением нагрузочного момента, осевые силы в волновой передаче увеличиваются [7, 8]. При $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Нм, осевая растягивающая сила на гибком колесе редуктора миксера равна $R_{K1} = 1,12 \cdot 10^4$ Н; осевая сжимающая сила на генераторе волн $R_{Г1} = -1,17 \cdot 10^4$ Н. При том же нагрузочном моменте, на редукторе мельницы осевая сила на гибком колесе $R_{K2} = 1,25 \cdot 10^4$ Н и на генераторе волн $R_{Г2} = 1,31 \cdot 10^4$ Н. Расхождение результатов полученных экспериментально и теоретически не превышает 2,5 %. В волновом редукторе

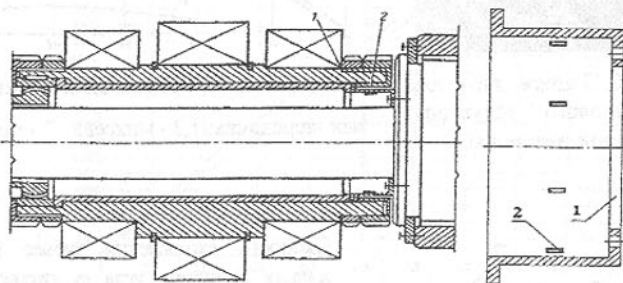


Рис. 13. Схема узла генератора волн с тензометрической втулкой 1 и тензорезисторами 2

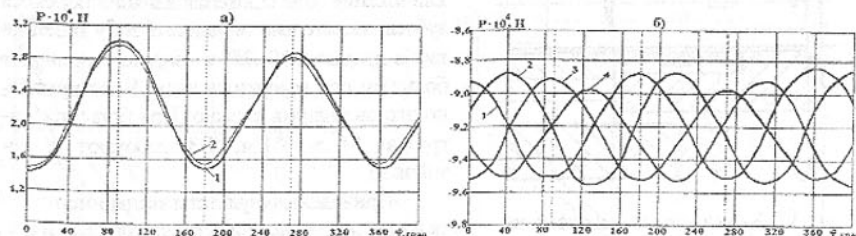


Рис. 14. Зависимость осевой силы от угла поворота генератора φ , $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, на: а) болте 1 и втулке 2 гибкого колеса; б) втулке генератора: 1, 2, 3, 4 — показания тензорезисторов 1 — 4

привода рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500 осевые силы больше, чем в аналогичном редукторе привода поворота миксера МП-600АС. Для нагрузочных моментов $M_2 = 5 \cdot 10^4 + 5 \cdot 10^5$ Нм, осевая сила на гибком колесе редуктора мельницы превышает аналогичную силу редуктора миксера на 9 ± 10 %. При этом осевая сила на генераторе волн редуктора мельницы больше чем у редуктора миксера на 8 ± 11 %. Это обусловлено соотношением геометрических размеров и передаточных отношений исследуемых редукторов. При одинаковых н моментах M_2 , редуктор мельницы передаёт мощность на 28% больше, чем редуктор миксера. Расхождение данных теоретических и экспериментальных исследований осевых сил в волновых редукторах рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500 и миксера МП-600АС не

превышает 6%, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

Установлено, что осевые силы в ВЗП имеют фрикционный характер. Источником осевых сил в ВЗП служат кинематические пары: диски - гибкое колесо. Не обеспечивается строгой параллельности осей дисков с осью волновой передачи. Это формирует подобие

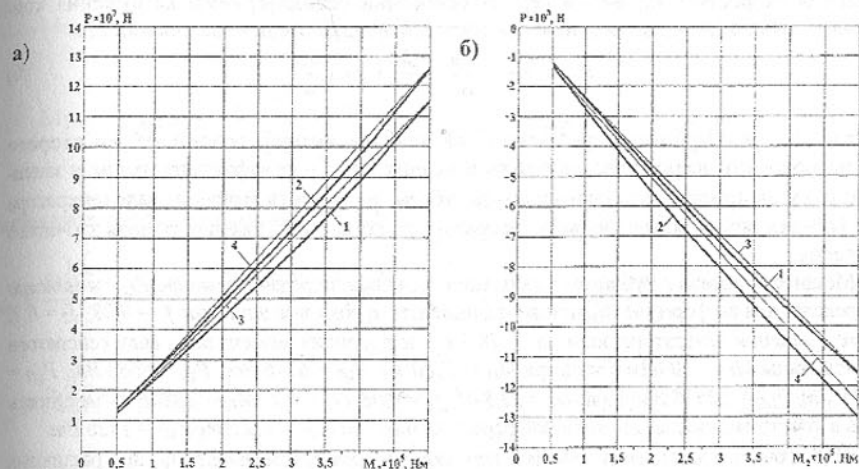


Рис. 15. Зависимость осевой силы P от нагрузочного момента M_2 : а) на гибком колесе, б) на генераторе волн 1, 3 — привода миксера МП-600АС, и 2, 4 — привода рудоразмольной мельницы МГР5500×7500; кривые 1, 2 получены экспериментально, 3, 4 — теоретически

фрикционной винтовой пары: диски -- гибкое колесо. Вращение ведущего вала вызывает

винтовые движения генератора, который «ввинчивается» в гибкое колесо с осевой силой P , воспринимаемой гибким колесом. В серийных ВЗП осевые силы малы и не влияют на их работу. В КВЗП осевые силы имеют большие значения и требуют измерения и учёта.

При наличии больших вращающихся масс, установленных эксцентрично на валу генератора волн, осевые силы приобретают ударный характер. Для снижения осевых сил в КВЗП следует минимизировать перекосы дисков и амплитуду их осевых перемещений. Снижение сил трения в кинематических парах «диски — гибкое колесо», также уменьшит осевые силы, энергетические потери и износ дисков.

Проведены теоретические и экспериментальные исследования КПД и температурного режима крупных волновых зубчатых редукторов. Эксплуатация волновых передач показывает, что значительные потери энергии происходят в зубчатом зацеплении и генераторе волн. Сложность процессов, протекающих в высших кинематических парах волновой зубчатой передачи обуславливает отсутствие достоверной методики расчёта её энергетических потерь.

Повышенные энергетические потери в волновом зубчатом зацеплении определяются двумя факторами: большой прогнённостью поля зацепления, удаляющей контактирующие зубья от полюса зацепления, повышая их скорости скольжения; интерференцией зубьев второго рода, возникающей в результате малой разности зубьев во внутреннем зацеплении, а

также сложной деформацией изгиба и закручивания гибкого колеса под нагрузкой. Крайним

проявлением интерференции под нагрузкой является проскок зубьев.

Для определения мощности энергетических потерь в волновом зубчатом зацеплении принимается, что скорость скольжения зубьев постоянна и равна половине их максимальной скорости скольжения [9]. На основании осциллограммы нагружения контрольного зуба, определяется мощность энергетических потерь в зацеплении P_f :

$$P_f = \frac{i \cdot f \cdot \omega_l \cdot M_l \sin \frac{\beta_0}{4}}{\cos \alpha} \quad (6)$$

где i — коэффициент, учитывающий влияние интерференции зубьев второго рода на мощность энергетических потерь в зацеплении; f — коэффициент трения в зацеплении; α — угол профиля исходного контура зубьев; ω_l — частота вращения вала генератора волн; M_l — крутящий момент на валу генератора волн; β_0 — протяженность поля зубчатого зацепления.

Мощность потерь в зубчатом зацеплении волновых передач мельницы P_{L_f} и миксера P_{K_f} определяются по формуле (6), при коэффициентах трения в зацеплении $f_1 = 0,08$, $f_2 = 0,1$, частоте вращения генератора волн $\omega_l = 78,5 \text{ с}^{-1}$ и крутящих моментах на валу генератора волн мельницы $M_{L1} = 2600 \text{ Нм}$ и миксера $M_{K1} = 1880 \text{ Нм}$: $P_{L1} = 6946 \text{ Вт}$, $P_{K2} = 8683 \text{ Вт}$; $P_{L1} = 10029 \text{ Вт}$, $P_{L2} = 12536 \text{ Вт}$. При: $\omega_l = 13,8 \text{ с}^{-1}$; $f_1 = 0,08$ и $f_2 = 0,1$; $M_{K1} = 1880 \text{ Нм}$ — мощность потерь в зубчатом зацеплении волновой передачи миксера $P_{K1} = 1221 \text{ Вт}$, $P_{K2} = 1526 \text{ Вт}$.

КПД зубчатого зацепления волновой передачи миксера η_k и мельницы η_l , при различных коэффициентах трения $f_1 = 0,08$ и $f_2 = 0,1$: $\eta_{k1} = \eta_{l1} = 0,95$; $\eta_{k2} = \eta_{l2} = 0,94$. При отсутствии интерференции зубьев ($i = 1$), КПД волнового зубчатого зацепления возрастает с узкими зубчатыми венцами, правильно рассчитанными и точно выполненными геометрическими параметрами.

В данной работе разработана силовая математическая модель качения жесткого диска по свободному краю упругой цилиндрической оболочки, противоположный конец которой считается абсолютно жестким [10]. На дуге контакта диска с гибким колесом действуют радиальные силы q_r , которые можно аппроксимировать параболической зависимостью

$$q_r = q_{r \max} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right), \quad (7)$$

где θ^* — угловая координата, определяющая протяженность радиальной нагрузки.

Максимальное значение радиальных сил $q_{r \max}$ связано с нагрузочным моментом M_2

$$q_r = q_{r \max} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right), \quad q_{r \max} = \frac{3M_2 \tan \alpha}{2d^2 \theta^*}, \quad M_2 = \frac{d^2}{\tan \alpha} \cdot \int_0^{\theta^*} q_r d\theta, \quad (8)$$

где θ^* — угловая координата, определяющая протяженность радиальной нагрузки; d — диаметр окружности, проходящей через середину высоты зуба жесткого колеса.

Равнодействующие сил трения F_1 , F_2 , приложенные к гибкому колесу, определяются интегрированием выражения момента M_2 из формул (8)

$$F_1 = f \cdot q_{r \max} \cdot \alpha \cdot \left\{ \frac{2}{3} \theta^* + \chi \left(1 - \frac{\chi^2}{3\theta^{*2}} \right) \right\}, \quad F_2 = f \cdot q_{r \max} \cdot \alpha \cdot \left\{ \frac{2}{3} \theta^* - \chi \left(1 - \frac{\chi^2}{3\theta^{*2}} \right) \right\},$$

где α — расстояние от оси передачи до поверхности контакта диска с гибким колесом; χ — угол между линией действия максимальной радиальной нагрузки $q_{r \max}$ и большой осью. Выражения моментов сил трения относительно координатных осей x , y (рис. 16)

$$M_{1x} = f q_{r \max} a^2 \int_{-\chi}^{\theta^*} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right) \cos(\theta - \chi) d\theta, \quad M_{1y} = f q_{r \max} a^2 \int_{-\chi}^{\theta^*} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right) \sin(\theta + \chi) d\theta,$$

$$M_{2x} = f q_{r \max} a^2 \int_{-\theta^*}^{-\chi} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right) \cos(\theta + \chi) d\theta, \quad M_{2y} = f q_{r \max} a^2 \int_{-\theta^*}^{-\chi} \left(1 - \frac{\theta^2}{\theta^{*2}} \right) \sin(\theta + \chi) d\theta.$$

После интегрирования выражений моментов M_{1x} , M_{1y} , M_{2x} , M_{2y} , определяем координаты:

$$x_{c1} = \frac{3a \left\{ (2 + \theta^{*2} - \chi^2) - 2[\cos(\theta^* + \chi) + \theta^* \sin(\theta^* + \chi)] \right\}}{2\theta^{*3} + \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)}, \quad y_{c1} = \frac{6a[\sin(\theta^* + \chi) - \chi - \theta^* \cos(\theta^* + \chi)]}{2\theta^{*3} + \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)},$$

$$x_{c2} = \frac{3a \left\{ (2 + \theta^{*2} - \chi^2) - 2[\cos(\theta^* - \chi) + \theta^* \sin(\theta^* - \chi)] \right\}}{2\theta^{*3} - \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)}, \quad y_{c2} = \frac{6a[\sin(\theta^* - \chi) - \chi - \theta^* \cos(\theta^* - \chi)]}{2\theta^{*3} - \chi(3\theta^{*2} - \chi^2)}.$$

Момент M сил трения q_f вызывает перекосы дисков с разворотом вокруг большой оси OA на некоторый угол γ , зависящий от типа подшипников и монтажных зазоров

$$M = F_1 x_{c1} + F_2 x_{c2}$$

Скорость скольжения дисков V_f пропорциональна углу γ .

$$V_f = a \omega_l \tan \gamma.$$

Мощность энергетических потерь N_f в зонах контакта дисков с гибким колесом

$$N_f = 2(F_1 + F_2) V_f$$

Рис. 16. Распределение радиальных сил на гибком колесе: 1, 2 — изображения гибкого колеса соответственно до и после деформации

Осевая сила в области контакта генератора волн $F = F_1 + F_2$. Мощность потерь на генераторе N_f пропорциональна коэффициенту трения f и углу перекоса дисков γ . Мощность N_f при нагрузке $M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$, скорости вращения генератора редуктора миксера: $\omega_{k1} = 13,8 \text{ с}^{-1}$ приведены на рис. 17—1 и 2; $\omega_{k2} = 78,5 \text{ с}^{-1}$ — 3 и 4. При установке кольца из бронзы между дисками и гибким колесом, мощность потерь снижаются на 39%. С увеличением ω_k от $13,8 \text{ с}^{-1}$ до $78,5 \text{ с}^{-1}$, мощность потерь увеличивается в 5,7 раз.

На рис. 18 приведены зависимости КПД волновых редукторов мельницы и миксера от угла γ . При изменении угла γ от $0,5^\circ$ до 3° , КПД редуктора (без потерь в зацеплении) при $f = 0,08$, мельницы $\eta_l = 0,94 \div 0,72$; миксера $\eta_k = 0,92 \div 0,67$; при $f = 0,049$, $\eta_l = 0,96 \div 0,81$; $\eta_k = 0,95 \div 0,77$. С учетом потерь в зацеплении и генераторе: при $f = 0,08$, $\eta_l = 0,89 \div 0,68$; $\eta_k = 0,88 \div 0,64$; при $f =$

0,049, $\eta_L = 0,91 \div 0,77$; $\eta_K = 0,90 \div 0,73$. Кольцо из стали, $\eta_L = 0,88 \div 0,70$; $\eta_K = 0,86 \div 0,66$; кольцо из бронзы, $\eta_L = 0,90 \div 0,78$; $\eta_K = 0,89 \div 0,75$.

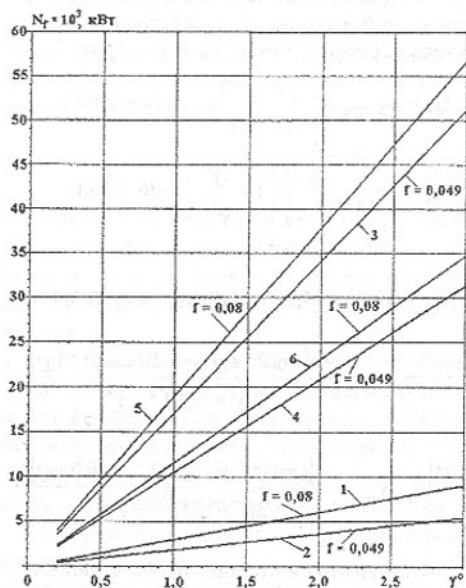


Рис. 17. Мощность потерь N_f в генераторе волн редукторов: 1, 2, 3, 4 - миксера; 5, 6 - мельницы

скольжение дисков относительно гибкого колеса. Это вызывает значительные энергетические потери в волновой передаче. Моменты трения в зонах контакта дисков с гибким колесом разворачивают диски в направлении «завинчивания» в гибкое колесо, растягивая его в осевом направлении силами трения, результирующее значение которых равно удвоенной сумме сил F_1 и F_2 . Для редуктора привода перефутеровки рудоразмольной мельницы осевая растягивающая сила F_{Σ} , действующая на гибкое колесо со стороны генератора волн, при $f = 0,08$, максимальном нагрузочном моменте $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм составляет $F_{\Sigma L} = 12603$ Н, а для редуктора поворота миксера, при той же нагрузке $F_{\Sigma K} = 11619$ Н. При наличии осевых люфтов, влияние осевых сил трения становится опасным не только для опоры между генератором волн и гибким колесом. Они вызывают значительные колебания, шум, усиливают износ. К эффективным средствам снижения энергетических потерь в области генератора волн можно отнести: выполнение промежуточного кольца из бронзы, сведение к минимуму угла перекоса дисков γ путём применения более жёстких подшипниковых опор, а также использование принудительной смазки с высокими антифрикционными свойствами в области контакта дисков с гибким колесом.

Наибольшие потери энергии в дисковом генераторе из-за большой протяженности контакта с гибким колесом. У роликового генератора меньшая длина контакта, момент сил трения F_1 и F_2 , — меньше, и потери меньше. В кулачковом генераторе силы трения приложены с диаметрально противоположных сторон кулачка и моменты трения уравновешенные относительно большой оси генератора. Поэтому кулачок и гибкое колесо разгружены от момен-

Более высокий КПД редуктора мельницы обусловлен меньшим передаточным отношением $u_L = 275$, чем у редуктора миксера $u_K = 380$. Расхождения данных теоретических и экспериментальных исследований КПД волновых редукторов не более 2%.

При частоте $\omega_{L1} = \omega_{K2} = 78,5 \text{ с}^{-1}$, потери N_f редуктора миксера ниже на 9%, чем у редуктора мельницы из-за различия параметров и передаваемых мощностей. Энергетические потери в дисковом генераторе обусловлены негативным влиянием моментов трения в зонах контакта дисков с гибким колесом, разворачивающих диски ортогонально плоскости их движения на угол γ . Принудительный однонаправленный разворот дисков в совокупности с конусообразной деформацией гибкого колеса, способствуют образованию подобия фрикционной винтовой пары с углом подъёма винта эквивалентным углу разворота дисков γ . Осевая фиксация дисков и гибкого колеса препятствует их относительному винтовому движению, осевая составляющая которого преобразуется в аксиальное

тов трения. КПД и температурный режим работы волновых редукторов привода мельницы и поворота миксера определялись при различных нагрузках. Экспериментальные

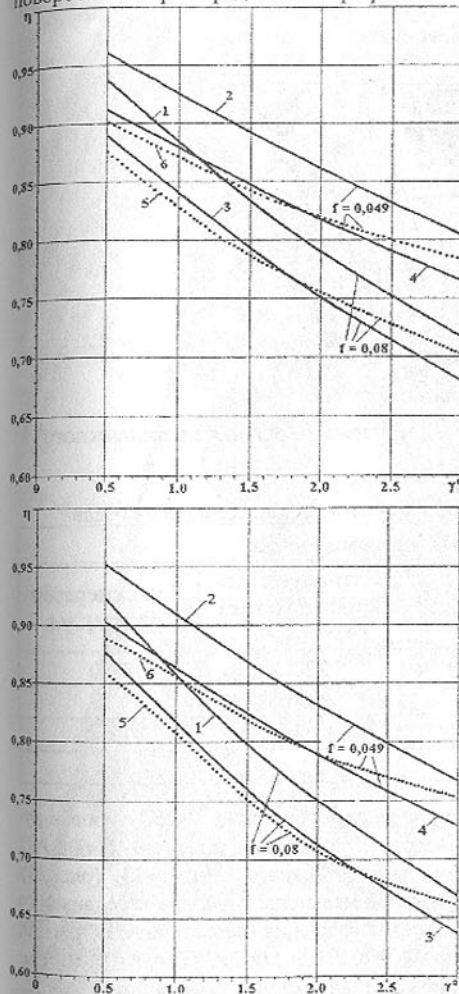


Рис. 18. КПД волнового редуктора: а) - миксера МП-600 АС, б) - мельницы МГР 5500×7500, где учтены потери: 1, 2 - в генераторе; 3, 4 - в зацеплении и генераторе; 5, 6 - общие, получены экспериментально для 5 - стального и 6 - бронзового колец

тане до 12 изменяющихся во времени электрических величин.

Измерительным инструментом служили фольговые тензорезисторы типа

исследования редуктора привода наклона миксера МП - 600АС проводились на универсальном стенде, включающем: тиристорный агрегат, порошковый тормоз, мультипликатор, испытываемый волновой зубчатый редуктор (рис. 19), два электродвигателя с тахогенераторами. Параметры комплектующих приведены в табл. 1. Тормозной момент создается порошковым тормозом ТЭП4500-У1 через мультипликатор с передаточным отношением $U = -30,1$. Порошковый тормоз создает тормозные моменты $M_{\text{т. пот}} = 4,2 \cdot 10^4$ Нм и $M_{\text{т. пав}} = 4,5 \cdot 10^4$ Нм.

Ресурсные испытания волновых редукторов наклона миксера МП-600АС проводились на стенде с разомкнутым контуром на встречных силовых потоках (рис. 20), где один из волновых редукторов работает в режиме редукции, другой в режиме мультипликации. Схема стенда обеспечивает рекуперацию энергии, что снижает её потери, исключает охлаждающие устройства, обеспечивает условия проведения длительных ресурсных испытаний крупных волновых редукторов. Экспериментальные исследования редуктора привода мельницы (рис. 21), выполнялись на стенде с разомкнутым контуром.

Экспериментальные исследования деформированного состояния нагруженных частей волновых зубчатых редукторов ВЗ-1120 и ВЗ-1120А выполнялось комплектом тензометрической аппаратуры, включающем: усилитель 8АНЧ - 7М, обеспечивающий одновременное усиление тока на восьми каналах; предназначен для измерения в восьми точках динамических и статических деформаций, возникающих в деталях машин: светолучевой осциллограф НН17, предназначенный для одновременной регистрации световым лучом на фотобумаге или эк-

2ФКПА и розетки датчиков с базой 2 мм типа ФК-РБ. КПД редуктора определяется при пяти скоростях вращения входного вала n_1 и двенадцати значений нагрузочного момента M_2 (рис. 22).

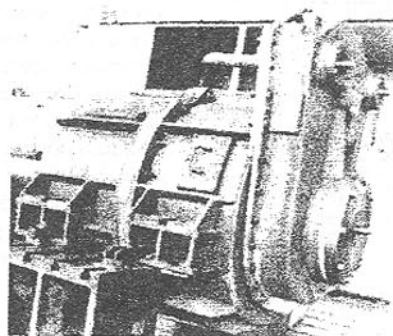


Рис. 19. Волновой зубчатый редуктор ВЗ – 1120 привода поворота передвижного миксера

Таблица 1 - Параметры комплектующих элементов испытательного стенда

Узлы компоновки испытательного стенда			
Параметры	Агрегат тиристорный АТЕР3-100/230 2У4	Электродвигатель постоянного тока ДПМ41-ОМ1	Тахогенератор ЛТ 32/1-У4
Напряжение питания U, В	220	220	230
Максимальный ток I, А	400	114	-
Частота вращения, мин ⁻¹	—	1160	1200
Мощность N, кВт	23	22	—

По результатам испытаний волновых зубчатых редукторов привода перфутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500 и поворота передвижного миксера МП-600 АС, построены графики зависимости КПД от величины нагрузочного момента M_2 (рис. 23). КПД редукторов привода перфутеровки рудоразмольной мельницы и наклона передвижного миксера измерялся при ступенчатом изменении частоты вращения генератора волн $n_1 = (50; 100; 250; 500; 750)$ об/мин, и нагрузочных моментах $M_2 = (0,2; 0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0) \cdot 10^5$ Нм. При нагрузке $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Нм, КПД редукторов имеют минимальные значения (табл. 2). Технические характеристики исследуемых редукторов приведены в табл. 3.

С увеличением нагрузочного момента в пределах $M_2 = 0,2 \div 3 \cdot 10^5$ Нм, КПД редукторов повышается. При дальнейшем увеличении нагрузочного момента M_2 в пределах $3 \div 5 \cdot 10^5$ Нм, КПД исследуемых редукторов падает. Рост КПД с увеличением нагрузочного момента в начальной стадии нагрузки, обусловлен снижением относительного влияния потерь холостого хода на КПД редуктора. Экспериментально установлена тенденция снижения неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев при повышении нагрузочного момента, что улучшает условия взаимодействия зубьев, снижает относительные энергетические потери в зацеплении и способствует росту КПД. В начальной стадии нагрузки исследуемых редукторов, стабилизируются условия взаимодействия несущих элементов вышних

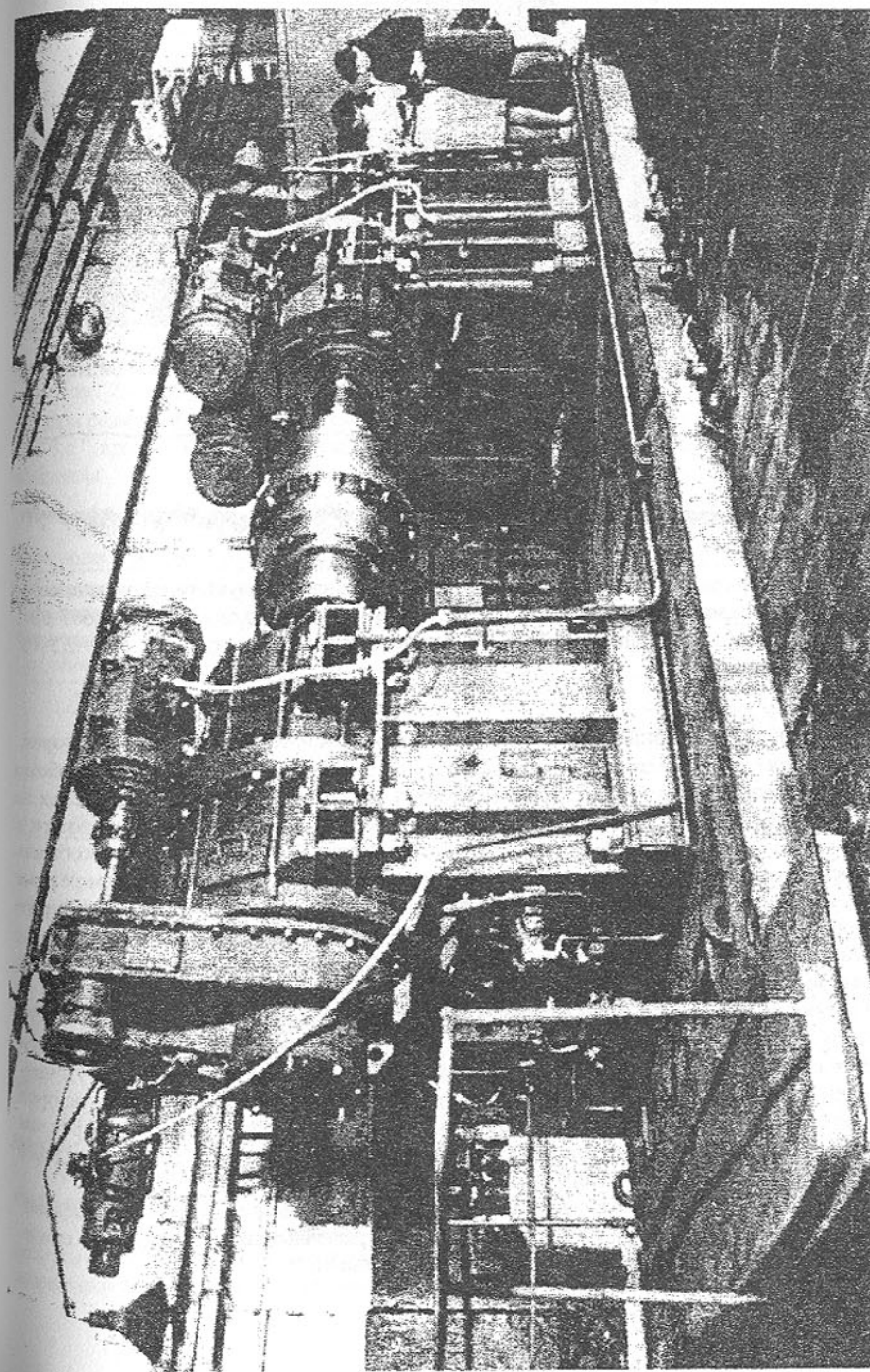


Рис. 20. Стенд на встречных силовых энергетических потоках для ресурсных испытаний волновых зубчатых редукторов

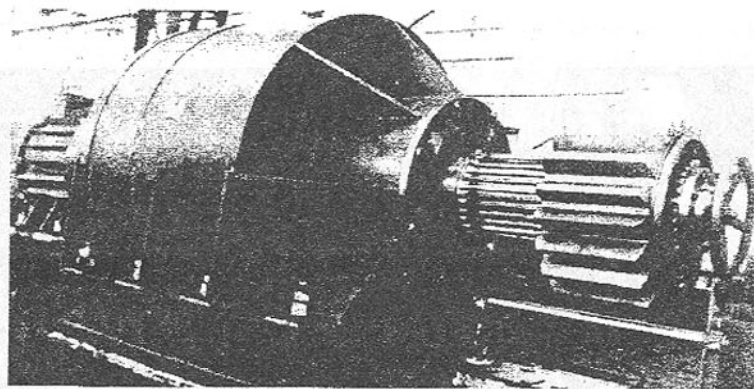


Рис. 21. Волновой зубчатый редуктор ВЗ – 1120А привода рудоразмольной мельницы



Рис. 22. Осциллограмма крутящих моментов на валах волнового редуктора привода поворота передвижного миксера МП-600 АС, при частоте вращения входного вала $\omega_1 = 1,667 \text{ с}^{-1}$: 1 – крутящий момент на входном валу; 2 – крутящий момент на выходном валу $M_2 = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$

кинематических пар с гибким звеном, что способствует росту КПД волновых редукторов.

При увеличении момента M_2 выше $2,5 \div 3 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, повышается деформация гибкого колеса, увеличивается интерференция зубьев на входе в зацепление, усиливается давление на диски со стороны гибкого колеса. Это вызывает дополнительные энергетические потери в зубчатом зацеплении и генераторе волн. В результате снижается КПД и нагрузочная способность исследуемых редукторов. Для повышения КПД волновых редукторов в нагруженном режиме работы, необходимо улучшить условия входа зубьев в зацепление, исключить их интерференцию, конструктивными методами снизить энергетические потери в генераторе волн.

Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением частоты вращения генератора волн n_1 , КПД редукторов понижается. При повышении частоты вращения n_1 от 50 об/мин до 750 об/мин, КПД волновых редукторов снижается на 2%. С повышением нагрузочного момента M_2 до величины $2,5 \div 3,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, наблюдается рост КПД при всех значениях частоты вращения генератора волн. Дальнейшее увеличение нагрузочного момента M_2 приводит к снижению КПД редуктора. Падение КПД волновых редукторов с увеличением частоты вращения генератора волн обусловлено главным образом ростом мощности потерь в зубчатом зацеплении и кинематических парах: диски генератора волн – гибкое колесо. Возрастают потери на перемешивание смазки.

Температурные режимы работы волновых редукторов привода рудоразмольной мельницы и поворота передвижного миксера контролировались на различных частотах вращения генератора волн, при ступенчатом изменении нагрузочного момента M_2 .

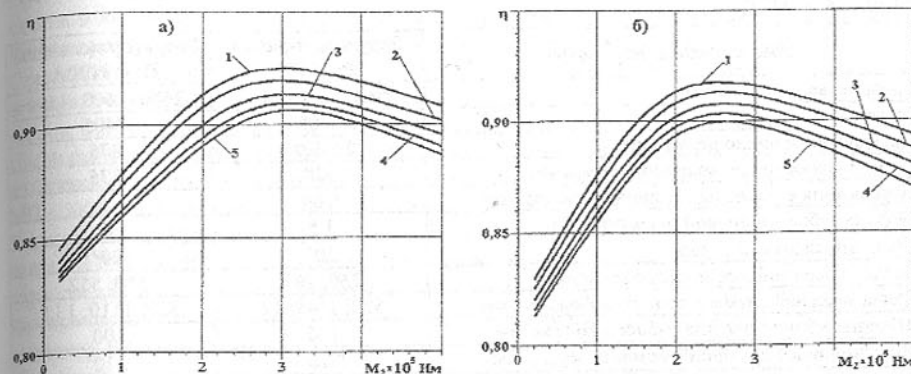


Рис. 23. Зависимость КПД волновых редукторов: а) мельницы, б) миксера от момента M_2 при различной частоте вращения генератора $\omega_1 = \{5,24 \text{ с}^{-1} \text{ (кривая 1), } 10,47 \text{ с}^{-1} \text{ (кривая 2), } 26,18 \text{ с}^{-1} \text{ (кривая 3), } 52,36 \text{ с}^{-1} \text{ (кривая 4), } 78,54 \text{ с}^{-1} \text{ (кривая 5),}\}$ – использовано проставочное кольцо из бронзы

Таблица 2 – КПД редукторов при различных значениях частоты вращения генератора волн и нагрузочных моментов M_2

Частота вращения генератора n_1 , об/мин	КПД редуктора					
	мельницы			миксера		
	Нагрузочный момент, $M_2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$					
	0,2	3,0	5,0	0,2	2,5	5,0
50	0,846	0,925	0,908	0,830	0,918	0,894
100	0,840	0,920	0,902	0,825	0,913	0,888
250	0,836	0,913	0,895	0,820	0,908	0,880
500	0,834	0,908	0,890	0,816	0,904	0,874
750	0,832	0,906	0,886	0,813	0,900	0,870

При минимальных значениях нагрузочного момента $M_2 = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и частоты вращения генератора волн $n_1 = 50 \text{ об/мин}$, температура масла в картере волнового редуктора: со стальным проставочным кольцом (спк), миксера $t = 24^\circ\text{C}$ и мельницы $t = 26^\circ\text{C}$; с бронзовым проставочным кольцом (бпк), миксера $t = 22^\circ\text{C}$ и мельницы $t = 23^\circ\text{C}$.

При $M_2 = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n_1 = 750 \text{ об/мин}$, (спк), миксер $t = 44^\circ\text{C}$ и мельница $t = 48^\circ\text{C}$; (бпк), миксер $t = 30^\circ\text{C}$ и мельница $t = 35^\circ\text{C}$.

При $M_2 = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n_1 = 50 \text{ об/мин}$, (спк), миксер $t = 32^\circ\text{C}$ и мельница $t = 39^\circ\text{C}$; (бпк), миксер $t = 39^\circ\text{C}$ и мельница $t = 42^\circ\text{C}$.

При максимальных значениях $M_2 = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и $n_1 = 750 \text{ об/мин}$, (спк), миксер $t = 95^\circ\text{C}$ и мельница $t = 105^\circ\text{C}$; (бпк), миксер $t = 82^\circ\text{C}$ и мельница $t = 90^\circ\text{C}$.

При номинальных значениях $M_2 = 3,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и $n_1 = 750 \text{ об/мин}$, (спк), миксер $t = 83^\circ\text{C}$ и мельница $t = 91^\circ\text{C}$; (бпк), миксер $t = 69^\circ\text{C}$ и мельница $t = 76^\circ\text{C}$.

Температура масла в картере пропорциональна мощности энергетических потерь редуктора. С ростом частоты вращения генератора волн n_1 и нагрузочного момента M_2 , возрастают энергетические потери в зубчатом зацеплении и генераторе волн. Это повышает

Таблица 3 - Технические характеристики волновых зубчатых редукторов ВЗ - 1120 и ВЗ - 1120А

Наименование параметра	Редуктор миксера ВЗ - 1120	Редуктор мельницы ВЗ - 1120А
Габаритные размеры, мм	2865×1660×1870	2680×1600×1554
Масса, кг	8406	7495
Передаточное число редуктора	2163,07	275
Передаточное число волновой передачи	380	275
Передаточное число цилиндрических передач	5,69	-
Модуль зубьев волновой передачи, мм	1,5	2
Угол зацепления α , град	20°	20°
Число зубьев гибкого и жесткого колёс	760; 762	550; 552
Длина, внешний диаметр, толщина оболочки, мм	590; 1148; 12	550; 1110; 13,5
Ширина зубчатого венца гибкого колеса, мм	110	100
Максимальный крутящий момент, M_{2max} , Нм	$5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$
Номинальный крутящий момент, M_2 , Нм	$3 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
Радиальная деформация гибкого кол., w_0 , мм	1,69	2,43
Текущие угловые параметры β, θ, γ	105°; 34°; 12°	115°; 32°; 14°
Текущие линейные параметры a, d , мм	535; 1157,8	545; 1122,1
Генератор волн	трехдисковый	
Материал дисков, гибкого и жесткого колёс	Сталь 34ХНЗМА с объёмной т. обработкой	
Смазка жидкая, принудительная подача масла МС-20	в зацепление, на генератор и подшипники	

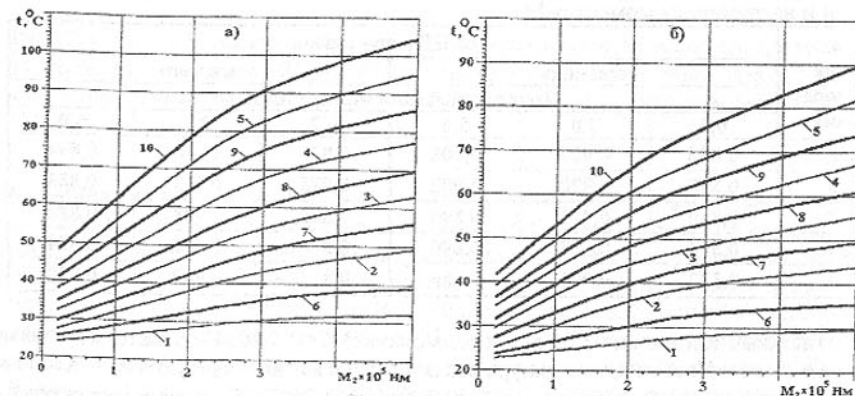


Рис. 24. Температурный режим работы волновых редукторов миксера МП - 600АС (кривые 1 - 5) и мельницы МПР 5500×7500 (кривые 6 - 10) на различных частотах вращения генератора волн $\omega_1 = \{5,24 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 1, 6); } 10,47 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 2, 7); } 26,18 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 3, 8); } 52,36 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 4, 9); } 78,54 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 5, 10)}\}$: а) использовано проставочное кольцо из стали; б) кольцо из бронзы

мощность тепловыделения и приводит к более интенсивному нагреву масла в картере редуктора.

На испытательном стенде с встречными силовыми потоками проведены ресурсные испытания двух, установленных навстречу друг другу редукторов ВЗ-1120. Тихоходные валы редукторов соединены муфтой. Электрический контур стенда разомкнут и функционирует на встречных силовых потоках с рекуперацией энергии. Это обеспечивает устойчивую работу

стенда в любом нагрузочном режиме без ограничения продолжительности испытаний. Режимы ресурсных испытаний редукторов приведены в табл. 4. Нарботка составила 4800 ч. Следы износа наблюдались на поверхностях зубьев гибкого и жесткого колёс, а также активные поверхности дисков генератора волн. Большой износ получили проставочные кольца, выполненные из бронзы. Оболочка гибкого колеса не претерпела видимых изменений. После ресурсных испытаний редукторов, произвели замену проставочных колёс, уплотнений и масляных фильтров, удалили продукты износа. Редукторы ВЗ-1120 установлены на миксеры МП - 600АС и отправлены заказчику на Западно - Сибирский металлургический комбинат. Редуктор ВЗ - 1120А встроен в механический привод перефутеровки рудоразмольной мельницы МПР5500×7500. На испытательном стенде ведомый вал волнового зубчатого редуктора соединен с тормозным мультипликатором и через него с порошковым электротормозом, что обеспечивает максимальный тормозной момент на ведомом валу редуктора ВЗ-1120А $M_{2max} = 5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$. Тиристорный агрегат в комплекте с системой управления обеспечивает плавное устойчивое регулирование частоты вращения ведущего вала редуктора.

Стеновыми испытаниями волновых редукторов мельницы и миксера подтверждены результаты теоретических исследований. Экспериментально подтверждено, что КПД редуктора ВЗ-1120А на 1,5...2% выше, чем у редуктора ВЗ-1120. Температурный режим редуктора ВЗ-1120А отличается более высокой температурой масла, на 5...10°C от редуктора ВЗ-1120.

Определены основные конструктивные факторы, влияющие на энергетические потери в зубчатом зацеплении волновой передачи. Раскрыт характер и уровень влияния различных конструктивных факторов на интерференцию зубьев и величину энергетических потерь в зубчатом зацеплении крупных волновых передач.

Таблица 4 - Режимы ресурсных испытаний волновых редукторов ВЗ - 1120

Нагрузочный момент, M_2 , Нм	Частота вращения генератора n_1 , об/мин	Температура масла, °C	Уровень звуковой мощности L_{pa} , дБа	Время, час	Примечания
0	50	23	68	4	
0	100	24	69	4	
0	250	26	71	8	
0	500	27	72	8	
0	750	29	74	8	
$0,2 \times 10^5$	750	39	75	48	
$0,5 \times 10^5$	750	43	76	60	
$1,0 \times 10^5$	750	50	78	60	
$2,0 \times 10^5$	750	61	80	60	Смена масляных фильтров
$3,0 \times 10^5$	750	69	82	3600	Замена масла, смена масл. фильтров
$4,0 \times 10^5$	750	75	84	320	
$5,0 \times 10^5$	750	82	85	620	Смена проставочных колёс и уплотнений

Энергетические потери в волновом зубчатом зацеплении связаны с относительно высокой скоростью скольжения сопряжённых зубьев, отдалённых на значительные расстояния от полюса зацепления. На входе и выходе зубьев из зацепления, по торцам гибкого колеса расположены интерференционные зоны, активность которых возрастает пропорционально величине нагрузочного момента. В этих зонах зацепления усилия достигают пиковых значений.

Впервые учтено влияние интерференции зубьев на величину энергетических потерь в зубчатом зацеплении крупных волновых передач, определяющееся коэффициентом i , пропорциональным передаточному отношению волновой передачи.

Предложенные рекомендации позволяют минимизировать потери энергии в зацеплении, повысить несущую способность волновых передач, встроженных в тяжёлые машины. Наибольшие потери энергии в волновой передаче происходят в зонах контакта дисков генератора волн с гибким колесом. Они пропорциональны углу отклонения дисков от плоскости движения γ и коэффициенту трения скольжения в зонах контакта дисков с гибким колесом.

Апробация физического аналога математической модели механизма образования энергетических потерь в области генератора волн в процессе стендовых испытаний редукторов привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500 и привода поворота передвижного миксера МП-600АС, дала удовлетворительную сходимость данных теоретических и экспериментальных исследований, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

Разработан аналитический метод прогнозирования основных энергетических потерь в крупных волновых зубчатых передачах с дисковым генератором волн, использующихся в тяжёлом машиностроении. Новый метод расчёта мощности энергетических потерь, учитывает деформацию гибкого колеса, определяющую величину и направление сил трения в кинематических парах. Этот метод даёт возможность минимизировать энергетические потери в крупных волновых зубчатых редукторах и обеспечивать высокое качество продукции на стадиях разработки и проектирования.

Для снижения энергетических потерь в зубчатом зацеплении, необходимо уменьшить протяжённость поля зацепления и ширину зубчатых венцов. Это снижает относительные скорости скольжения контактируемых зубьев и уменьшает вероятность их интерференции, чем предотвращается заклинивание и проскок зубьев при передаче больших крутящих моментов.

Из опыта проектирования, производства и эксплуатации крупных волновых зубчатых редукторов на ЗАО «НKMЗ» установлено, что наиболее эффективным способом устранения заклинивания и проскока зубьев, при передаче больших крутящих моментов, является увеличение бокового зазора в зубчатом зацеплении путём снижения толщины зубьев гибкого и жёсткого колёс в допустимых пределах. При этом утонение зубьев не должно оказывать отрицательного влияния на нагрузочную способность зубчатого зацепления. При производстве волновых редукторов перефутеровки рудоразмольных мельниц МГР5500×7500, кроме уменьшения толщины, на зубьях были выполнены конические срезы от середины высоты зуба, с торцов зубчатых венцов, в направлении их центральной части. Исключение периферийных участков поля зацепления, вход - выход зубьев из зацепления, позволило устранить интерференцию зубьев и повысить КПД редукторов.

Выводы и рекомендации:

1. Из производственного опыта АО «НKMЗ» установлено, что в известных расчётных методиках не отражено влияние масштабного фактора на параметры КВЗП. Не учитываются осевые силы, упорщнно рассматривается распределение нагрузки в зубчатом зацеплении.

2. Установлено, что радиальная деформация гибкого колеса повышает угол закручивания на 15...20%, что нарушает условия контакта зубьев и усиливает интерференцию. Разработана КВЗП с компенсацией закручивания гибкого колеса за счёт снижения крутильной жесткости G_1 недеформируемого центрального колеса до уровня на 20...25% ниже, чем у гибкого.

3. Установлено, что на входе - выходе зубьев из зацепления их скорости скольже-

ния максимальны, а силы достигают пиковых значений. Это увеличивает мощность энергетических потерь в зацеплении и склонность к заклиниванию передачи.

4. Определено влияние интерференции зубьев на энергетические потери в зацеплении, с помощью коэффициента i , пропорционального передаточному числу. Для зацепления ВЗП миксера и мельницы, при коэффициенте трения $f_1 = 0,08$, КПД составляет 95%.

5. Установлено, что деформация крепёжных болтов гибкого колеса имеет волновой характер с периодичностью вращения генератора волн. Осевая сила на болтах P_6 пропорциональна моменту M_2 . При $M_2 = 5 \cdot 10^4$ Нм, $P_{6\max} = 5,7 \cdot 10^2$ Н и $P_{6\min} = 2,8 \cdot 10^2$ Н. При $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, $P_{6\max} = 5,3 \cdot 10^3$ Н и $P_{6\min} = 3,3 \cdot 10^3$ Н. С ростом момента $M_2 = 5 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^5$ Нм, относительная амплитуда колебания осевой силы на болтах уменьшается с 51% до 38%. Расхождение результатов тензометрии крепёжных болтов и упругих втулок не превышает 6%.

6. Установлено, что осевая сила на опорном подшипнике генератора волн P_7 , пропорциональна нагрузочному моменту M_2 . При $M_2 = 5 \cdot 10^4$ Нм, $P_{7\max} = 1,13 \cdot 10^3$ Н и $P_{7\min} = 0,97 \cdot 10^3$ Н, $\Delta P_7 = 14\%$, а при $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, $P_{7\max} = 1,25 \cdot 10^4$ Н и $P_{7\min} = 1,02 \cdot 10^4$ Н, $\Delta P_7 = 18\%$.

7. Установлены зависимости осевых сил P на гибком колесе (К) и генераторе волн (Г) от нагрузки редукторов миксера (к) и мельницы (Л). При $M_2 = 5 \cdot 10^4$ Нм: $P_{Kk} = 1,15 \cdot 10^3$ Н; $P_{Kl} = -1,11 \cdot 10^3$ Н; $P_{Kl} = 1,27 \cdot 10^3$ Н; $P_{Ll} = -1,21 \cdot 10^3$ Н. При $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм: $P_{Kk} = 1,12 \cdot 10^4$ Н; $P_{Kl} = -1,17 \cdot 10^4$ Н; $P_{Kl} = 1,25 \cdot 10^4$ Н; $P_{Ll} = 1,31 \cdot 10^4$ Н. Осевые силы в редукторе мельницы больше, чем в редукторе миксера на 8÷11%. Расхождение данных теоретических и экспериментальных исследований не превышает 6%, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

8. Разработана математическая модель взаимодействия элементов кинематической пары «диск - гибкое колесо», позволившая установить природу и величину осевых сил и мощность потерь в области генератора волн, прогнозировать характеристики КВЗП на стадии проектирования.

9. Решение математической модели «диск-гибкое колесо» позволило установить связь энергетических потерь в области генератора волн с углом отклонения дисков γ . При изменении угла $\gamma = 0,5...3^\circ$, расчётный КПД редуктора мельницы (без потерь в зацеплении): при $f = 0,08$, $\eta_{1L} = 0,94 \div 0,72$; при $f = 0,049$, $\eta_{1L} = 0,96 \div 0,81$. С учётом потерь в зацеплении: при $f = 0,08$, $\eta_{1L} = 0,89 \div 0,68$; при $f = 0,049$, $\eta_{1L} = 0,91 \div 0,77$. Результаты экспериментальных исследований КПД редуктора мельницы: со стальным промежуточным кольцом, $\eta_6 = 0,88 \div 0,70$; с промежуточным кольцом из бронзы, $\eta_6 = 0,90 \div 0,78$. КПД редуктора миксера: при $f = 0,08$, $\eta_{1k} = 0,92 \div 0,67$; $\eta_k = 0,88 \div 0,64$; при $f = 0,049$, $\eta_{1k} = 0,95 \div 0,77$; $\eta_k = 0,90 \div 0,73$; $\eta_6 = 0,86 \div 0,66$; $\eta_6 = 0,89 \div 0,75$.

Апробация физических аналогов указанной математической модели на редукторах мельницы и миксера, дала удовлетворительную сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований, расхождения не превышают 2%.

10. Результаты экспериментальных исследований КПД редукторов мельницы и миксера показывают, что с повышением частоты вращения генератора n_1 от 50...750 об/мин, их КПД падает на 2...2,5%. Повышение нагрузки до $M_2 = 2,5 \div 3,0 \cdot 10^5$ Нм способствует росту КПД на всех частотах вращения генератора волн. Дальнейшее повышение нагрузки снижает КПД редукторов.

11. Анализ результатов эксперимента показывает, что температура масла t в редукторах с промежуточным кольцом из стали на 14...15°C выше, чем с кольцом из бронзы. Температура масла определялась при различных нагрузочных режимах, в т.ч. $M_{2\max} = 5 \cdot 10^5$ Нм, $n_1 = 750$ об/мин: $t_{\alpha k} = 95^\circ\text{C}$; $t_{\alpha L} = 105^\circ\text{C}$; $t_{\alpha k} = 82^\circ\text{C}$; $t_{\alpha L} = 90^\circ\text{C}$; $M_{2\text{ном}} = 3,0 \cdot 10^5$ Нм, $n_1 = 750$ об/мин: $t_{\alpha k} = 83^\circ\text{C}$ и $t_{\alpha L} = 91^\circ\text{C}$; $t_{\alpha k} = 69^\circ\text{C}$; $t_{\alpha L} = 76^\circ\text{C}$. Перепад температур масла в редукторах обусловлен большим коэффициентом трения и большими энергетическими потерями в кинематических парах «диск - гибкое колесо» с промежуточным кольцом из стали, чем из бронзы.

12. Для снижения осевых сил в КВЗП рекомендуется:

- исключить «плавающую» установку генератора волн;

- исключить "верчение" дисков относительно опор;
- устранить осевые люфты генератора волн и гибкого колеса;
- установить между дисками и гибким колесом кольцо из бронзы;
- в зону контакта дисков с гибким колесом подвести принудительную смазку.

13. Для снижения энергетических потерь в зацеплении, следует уменьшить протяженность поля зацепления, принимать углы ϕ , отсчитанные от большой оси генератора волн до начала входа зубьев в зацепление, на 20...25% меньше центрального угла γ между большой осью генератора и точкой схода гибкого колеса с дисков. Это снижает скорости скольжения зубьев, уменьшает их интерференцию, предотвращает заклинивание зубьев при передаче больших крутящих моментов модуль зубьев не следует принимать более 4 мм.

14. Для снижения энергетических потерь и осевых сил в узлах "диск - гибкое колесо", следует устранить «плавающую» конструкцию генератора волн, путём установки на подшипниковые опоры, минимизировать зазоры в генераторе волн и убрать сборочные люфты на дисках, обеспечив условие $\gamma \rightarrow 0$, между дисками и гибким колесом устанавливать кольцо из бронзы.

15. Для устранения проскока и интерференции зубьев второго рода, оптимизации распределения силового потока в зацеплении, предлагается срезать вершины зубьев гибкого колеса от середины их высоты, на торцах зубчатого венца, полого расходящимися конусами, под углом $\mu = 6^\circ$, а также ограничить ширину зубчатых венцов $b \leq 40\text{ мм}$.

16. Результаты исследований реализованы на АО «НМЗ» при производстве КВЗР механизма перефутеровки рудоразмольных мельниц и поворота передвижного миксера, поставленных на Лебедянский и Стойленский ГОКи, г. Губкин, Северный ГОК, г. Кривой Рог, Западно-Сибирский металлургический комбинат, г. Ново-Кузнецк.

Список литературы: 1. Стрельников В.Н. Взаимодействие генератора волн с гибким колесом // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. тр. - Донецк: ДГТУ. - 2000. - Вып. 13. - С. 191 - 199. 2. Стрельников В. Н. Определение усилий, действующих на гибкое колесо со стороны генератора волн // Вестник ХГПУ. - Харьков, 2000. - Вып. 109. - С. 154 - 158. 3. Стрельников В.Н., Панков В.А., Севостьянов С.В. Моделирование силового взаимодействия зубьев в волновом зацеплении // Вестник ХГПУ. - Харьков, 1999. - Вып. 50. - С. 42 - 53. 4. Стрельников В.Н., Севостьянов С.В. Анализ силовых параметров волнового зубчатого зацепления // Вестник ХГПУ. - Харьков, 1999. - Вып. 50. - С. 54 - 64. 5. Стрельников В.Н., Севостьянов С.В., Панков В.А. Устранение интерференции зубьев в волновой передаче // Вестник ХГПУ. - Харьков, 1999. - Вып. 50. - С. 16 - 25. 6. Стрельников В.Н., Севостьянов С.В. Кинематические параметры волнового зубчатого зацепления // Вестник ХГПУ. - Харьков, 1999. - Вып. 50. - С. 34 - 41. 7. Стрельников В.Н., Севостьянов С.В. Определение осевых сил на гибком колесе волновой передачи // Вестник ХГПУ. - Харьков, 2000. - Вып. 109. - С. 159 - 172. 8. Стрельников В.Н., Севостьянов С.В. Экспериментальные исследования осевых сил в волновой передаче // Вестник национального технического университета «ХПИ». - Харьков, 2001. - Вып. 13/2001. - С. 74 - 77. 9. Стрельников В.Н., Севостьянов С.В. Об энергетических потерях в зацеплении волновой зубчатой передачи // Защита металлургических машин от поломок. - 1998. - Вып. №3. - С. 237 - 241. 10. Стрельников В.Н., Севостьянов С.В. Определение энергетических потерь в волновых редукторах для металлургического и горнорудного оборудования // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 1999. - №5. - С. 102 - 105.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЕТАЛИ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ

Татьянченко А.Г. (ДонНТУ, г. Донецк)

The analytical dependence for definition of working temperature in a zone of cutting on a surface of a detail is offered at processing apertures, which takes into account the basic parameters of modes of cutting both geometry of the tool and detail.

Известно, что одной из основных форм погрешности обработанного отверстия является искажение его продольного профиля, который принимает характерную бочкообразную форму [1]. Причиной этого являются температурные деформации инструмента и детали в зоне резания. В работах [2,3,4] автором на основе численного моделирования теплофизических процессов при обработке отверстий с использованием метода конечных элементов было показано, что основной причиной образования бочкообразной формы отверстия являются неравномерные температурные деформации обрабатываемой поверхности детали в зоне резания в начале, середине и конце отверстия. Было установлено, что неравномерность температурных деформаций детали вызвана различными граничными тепловыми условиями посередине и у краев отверстия. Установлено, что температурные деформации поверхности детали посередине отверстия, способствующие его усадке, а в начале и конце вследствие сложных краевых эффектов могут способствовать как усадке, так и разбавке отверстия. Известные в литературе [5] способы аналитического определения температуры в зоне резания не учитывают особенностей конструкции детали, а методы численного моделирования не всегда удобны для практических расчетов. Поэтому задача получения аналитической зависимости, позволяющей определять температуру детали в зоне резания с учетом геометрии детали, является актуальной для прогнозирования и оценки погрешности профиля продольного сечения отверстия.

В настоящей работе была поставлена задача получения функциональной зависимости между основными параметрами режимов резания, геометрией детали и инструмента и рабочей температурой в зоне резания при обработке отверстия. Задача заключалась в отыскании функции $\Theta(x, y, t)$ в продольном сечении цилиндрической втулки (рис.1,а) длиной L , наружным диаметром D и диаметром отверстия d при движении

вдоль отверстия кольцевого теплового источника шириной Δ и вследствие осесимметричности решалась на основе продольного сегмента втулки (рис.1,б). Величина углового сектора β сегмента выбиралась из условия $\beta = \pi/n$, где n - целое число. При $n \rightarrow \infty$ величина угла β стремится к нулю, а ограничивающие верхняя и нижняя дуга сектора приближаются к прямой линии. В этом

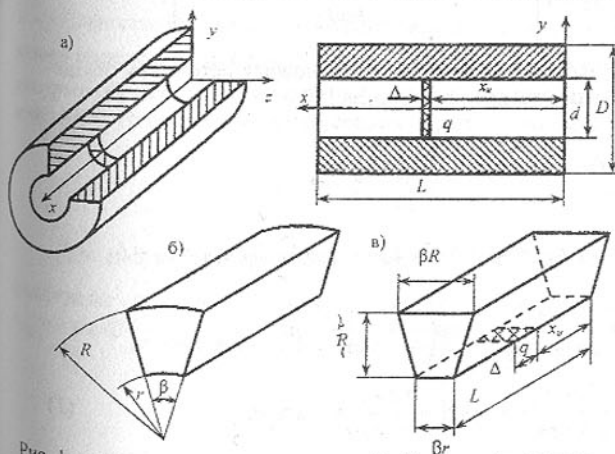


Рис. 1. - Тепловое нагружение при обработке отверстия

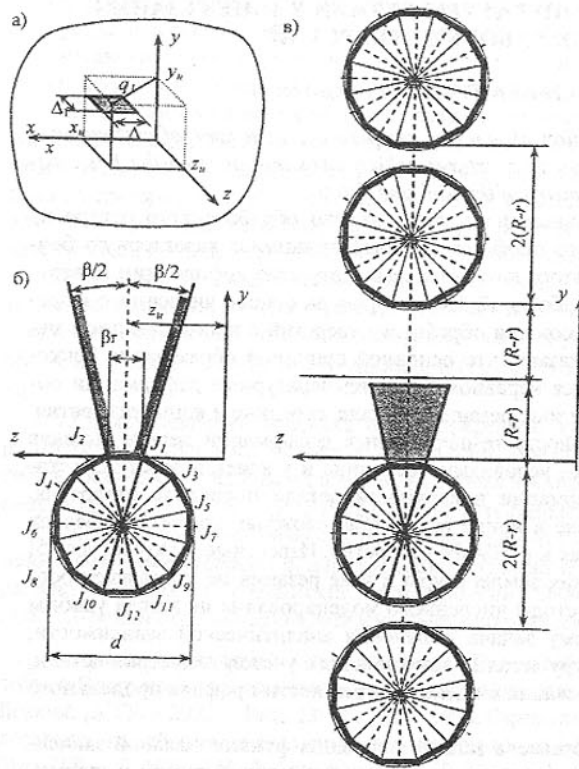


Рис.2. Схема отраженных источников

$$\Theta_0(x, y, z, t) = \frac{q}{c\rho(4\pi\omega t)^{3/2}} \exp\left[-\frac{(x-x_u)^2 + (y-y_u)^2 + (z-z_u)^2}{4\omega t}\right]$$

Переход от точечного к двумерному мгновенному тепловому источнику осуществлялся при помощи интегрального перехода первого типа [5]:

$$\Theta_1(x, y, z, t) = \int_{x_{u1}}^{x_{u2}} \int_{z_{u1}}^{z_{u2}} \Theta_0(x, y, z, t) dz_u dx_u$$

При $q(x_u) = q$, $x_{u1} = x_u - \Delta/2$, $x_{u2} = x_u + \Delta/2$, $z_{u1} = z_u - \Delta_1/2$, $z_{u2} = z_u + \Delta_1/2$

$$\Theta_1(x, y, z, t) = \frac{q}{c\rho(4\pi\omega t)^{3/2}} \exp\left(-\frac{(y-y_u)^2}{4\omega t}\right) \times \int_{x_u - \Delta/2}^{x_u + \Delta/2} \int_{z_u - \Delta_1/2}^{z_u + \Delta_1/2} \exp\left(-\frac{(x-x_u)^2}{4\omega t}\right) \exp\left(-\frac{(z-z_u)^2}{4\omega t}\right) dz_u dx_u \quad (1)$$

случае решение задачи можно свести к определению температурных полей в призме длиной L и сторонами βR , βr и $(R-r)$ (рис.1,в) от движения вдоль нижней грани двумерного теплового источника размером $\Delta \times \beta r$.

Решение задачи осуществлялось в три этапа. На первом этапе определялось температурное поле $\Theta_1(x, y, z, t)$ в неограниченном пространстве от мгновенного двумерного теплового источника. Для этого использовалось фундаментальное решение дифференциального уравнения теплопроводности

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} \right)$$

известное в виде [5]:

При больших значениях аргумента для вычисления интеграла в (1) можно использовать асимптотический ряд вида

$$\int_{x_u - \Delta/2}^{x_u + \Delta/2} \exp\left(-\frac{\psi_u^2}{2}\right) d\psi_u = \left\{ \sqrt{2\pi} - \frac{4 \exp(-\Delta^2/8)}{\Delta} \sum_{i=1}^{\infty} \left[(-1)^{i-1} \frac{(2i-1)!}{(\Delta/2)^{2(i-1)}} \right] \right\}$$

С учетом этого выражение (1) будет иметь вид

$$\Theta_1(x, y, z, t) = \frac{q}{c\rho(4\pi\omega t)^{3/2}} \exp\left(-\frac{(y-y_u)^2}{4\omega t}\right) \times \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \frac{(2k)!}{(2k+1)!} \left[\frac{\exp\left(-\frac{(x-x_u - \Delta/2)^2}{4\omega t}\right)}{\left(\frac{(x-x_u - \Delta/2)^2}{\omega t}\right)^{2k+1}} - \frac{\exp\left(-\frac{(x-x_u + \Delta/2)^2}{4\omega t}\right)}{\left(\frac{(x-x_u + \Delta/2)^2}{\omega t}\right)^{2k+1}} \right] \times \sum_{m=0}^{\infty} (-1)^m \frac{(2m)!}{(2m+1)!} \left[\frac{\exp\left(-\frac{(z-z_u - \beta r/2)^2}{4\omega t}\right)}{\left(\frac{(z-z_u - \beta r/2)^2}{\omega t}\right)^{2m+1}} - \frac{\exp\left(-\frac{(z-z_u + \beta r/2)^2}{4\omega t}\right)}{\left(\frac{(z-z_u + \beta r/2)^2}{\omega t}\right)^{2m+1}} \right] \quad (2)$$

На втором этапе для применения решения (2) к замкнутой призматической области использовался принцип отражения источников тепла. При этом последовательно осуществлялся переход от мгновенного плоского теплового источника, действующего в точке с координатами $(x_u, 0)$ (рис.2а), к тепловому источнику, действующему на границе призматической области. При этом сначала определялся характер отраженных источников в поперечном сечении призмы (рис.2в,г), а затем – вдоль ее длины.

В поперечном сечении призмы имеет вид дважды усеченного клина. Для имитации отраженной тепловой волны источника J_1 от боковых граней клина использовались $n = \pi/\beta$ фиктивных (рис.2б). Отраженная волна источника J_1 от левой и правой грани клина определяла координаты фиктивных источников $y_{u1} = -r(1 - \cos i\beta)$, $z_{u1} = r \sin i\beta$, которые образуют окружность с центром в вершине клина. Температурное поле в произвольной точке поперечного сечения определялось зависимостью

$$\Theta_2^*(x, y, t) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} \Theta_1(x, y, z, x_u, y_{ui}, z_{ui}, t)$$

Для имитации отражения тепловой волны от верхней границы использовались фиктивные тепловые источники (рис.2в) с координатами $y_{uij} = 2Hj - r(1 - \cos i\beta)$, $z_{uij} = r \sin i\beta$, а температурное поле в произвольной точке определялось как

$$\Theta_2(x, y, z, t) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} \Theta_1(x, y, z, x_u, y_{uij}, z_{uij}, t) \quad (3)$$

Для имитации отражения тепловой волны от левой и правой границы в продольном сечении использовались фиктивные тепловые источники с координатами $x_{ul} = (L(2l-1) + (-1)^l(L-2x_u))/2$, а температурное поле в произвольной точке призматической области определялось зависимостью

$$\Theta_3(x, y, z, t) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} \Theta_2(x, y, z, x_{ul}, y_{ul}, z_{ul}, t), \quad (4)$$

Движение теплового источника осуществлялось со скоростью подачи V_n вдоль координаты x . Для учета этого движения на основе интегрального перехода третьего типа на третьем шаге использовалась зависимость

$$\Theta(x, y, t) = \sum_{p=1}^N \Theta_2(x, y, t - p\Delta t)\Delta t, \quad (5)$$

где $\Delta t = S$ - шаг нагружения, $N = t/\Delta t$ - число положений теплового источника.

Таким образом, полученное выражение (5) позволяет определять распределение температур $\Theta(x, y, t)$ в продольном сечении втулки, которое являлось целью исследования. Развернутое выражение (5) достаточно громоздко и в настоящей работе не приводится. Наибольший интерес с точки зрения дальнейшего определения температурных деформаций представляет изменение температуры в зоне резания в подвижной системе координат на поверхности отверстия $\Theta(x_u, r, t)$. При $\Delta = S$ оно имеет вид

$$\begin{aligned} \Theta(x_u, r, t) = & \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{l=1}^{\infty} \sum_{p=1}^N \left\{ \exp \left(-\frac{q}{cp(4\pi\omega(t-p\Delta t))^{3/2}} \frac{(r-2Hj+r\cos\beta)^2}{4\omega(t-p\Delta t)} \right) \times \right. \\ & \times \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k (2k)! \left[\frac{\exp \left(-\frac{(x_u - L(2l-1) + (-1)^l(L-2p\Delta tV_n) - S/2)^2}{4\omega(t-p\Delta t)} \right)}{\left(\frac{(x_u - L(2l-1) + (-1)^l(L-2p\Delta tV_n) - S/2)^2}{\omega(t-p\Delta t)} \right)^{2k+1}} \right. \\ & \left. \left. \frac{\exp \left(-\frac{(x_u - L(2l-1) + (-1)^l(L-2p\Delta tV_n) + S/2)^2}{4\omega(t-p\Delta t)} \right)}{\left(\frac{(x_u - L(2l-1) + (-1)^l(L-2p\Delta tV_n) + S/2)^2}{\omega(t-p\Delta t)} \right)^{2k+1}} \right] \right\} \times \\ & \times \sum_{m=0}^{\infty} (-1)^m (2m)! \left[\frac{\exp \left(-\frac{(-r\sin\beta - \beta r/2)^2}{4\omega(t-p\Delta t)} \right)}{\left(\frac{(-r\sin\beta - \beta r/2)^2}{\omega(t-p\Delta t)} \right)^{2m+1}} - \frac{\exp \left(-\frac{(-r\sin\beta + \beta r/2)^2}{4\omega(t-p\Delta t)} \right)}{\left(\frac{(-r\sin\beta + \beta r/2)^2}{\omega(t-p\Delta t)} \right)^{2m+1}} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

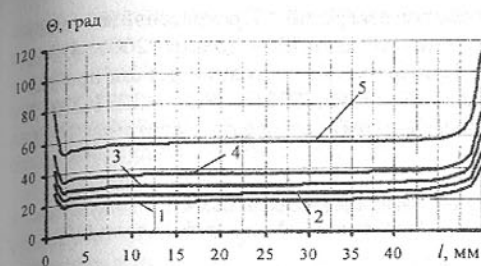


Рис. 3. Зависимость температуры в зоне резания при разворачивании вдоль оси отверстия в зависимости от скорости резания: 1) $V=4$ м/мин; 2) $V=5$ м/мин; 3) $V=6,3$ м/мин; 4) $V=8$ м/мин; 5) $V=13,3$ м/мин

источников тепла состоял из теплового источника по задней поверхности Q_{dz} теплового источника в зоне контакта по калибрующей ленточке Q_{dp} и теплового источника в условной плоскости сдвига Q_{dp} . Суммарный тепловой поток в деталь на одном зубе определялся зависимостью

$$Q_d = Q_{dz} + Q_{dp} + Q_{dp} = \tau_p V \left[\frac{n_3 l (p \sin \Phi + l_3 + \Delta_2 / (2 \sin \alpha))}{\sin \Phi} + n_2 0,5 h_s (l_s + S_z) + \frac{(1 - n_p) l S_z}{\tan \Phi} \right],$$

где ρ - радиус округления режущей кромки, h_n и l_n - размеры зоны контакта по калибрующей ленточке, Φ - угол наклона условной плоскости сдвига, Δ_2 - величина упругого последействия поверхности детали, l_3 - длина площадки износа по задней поверхности, α - задний угол, ϕ - главный угол в плане, S - подача, V - скорость резания, l - глубина резания, n_3 и n_p - безразмерные коэффициенты. Интенсивность теплового источника q определялась как $q = Q_d z / (2\pi d S)$.

Из диаграммы видно, что температура в зоне резания на поверхности детали при обработке отверстия непостоянна по длине отверстия и не может быть представлена в виде простых аналитических зависимостей. Именно подобная нелинейность рабочих температур совместно с нелинейным характером термоупругих деформаций в поверхности детали в зоне резания являются причиной возникновения бочкообразной формы продольного сечения отверстия. Зависимость (6) позволяет прогнозировать величину рабочих температур детали и, следовательно, прогнозировать величину температурных деформаций и форму продольного профиля отверстия, что позволит оптимизировать значения параметров режимов и схем резания, использованные в зависимости (6).

Список литературы: 1. Якимов О.В., Усов А.В., Слободяник П.Т., Юргачов Д.В. Теплофізика механічної обробки. - Одеса: Астропринт, 2000. - 256с. 2. Татяниченко А.Г. Погрешность профиля продольного сечения отверстия за счет температурных деформаций детали и инструмента / Проблемы создания новых машин и технологий. Науч. тр. КГПУ. Вып. 1(10). - Кременчуг, 2001. - С.401-404. 3. Малышко И.А., Татяниченко А.Г.

Температурные деформации детали при обработке отверстий / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Межд. сб. науч. тр. Вып.16. - Донецк, 2001. 4. Малишко И.А., Татяниченко А.Г., Бочаров С.И. Температурное состояние детали при развертывании отверстий / Вісник інженерної академії. - Київ, 2001. - №3. - С.231-233. 5. Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. - М.: Машиностроение, 1990. - 288с.

Сдано в редакцию 14.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Матюха П.Г.

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ОБРАБОТАННЫХ МЕТОДОМ ОСЦИЛЛЯЦИОННОЙ ППД ИЗНОСУ В УСЛОВИЯХ ТРЕНИЯ

Чарнецьки Генріх (г. Честохово, Политехника Ченстоховская, Польша)

The paper presents methodological problems and testing results relating to the investigation of seizing resistance of steel 55 toughened and oscillatory burnished in the conditions of boundary friction. The results of measurement of friction force variation and oil film resistance are also given. The regularity of surface roughness microstructure, characterized by recesses and protrusions of considerable radii, provides advantageous conditions for the formation of hydrodynamic lubrication, which increases the seizing resistance of such a surface.

Введение: Надёжность работы пар трения в условиях граничной смазки поверхностей реализуется соответствующим выбором смазывающего вещества и формированием оптимальной микрогеометрии поверхностей контактирующих деталей, что необходимо для реализации условий гидродинамической смазки [1,2,3]. Одним из способов формирования микрогеометрии поверхностей при одновременном упрочнении поверхностного слоя деталей является обработка методом осцилляционной ППД [4,5].

Особенностью износа обработанных таким методом деталей является то, что после приработки, то-есть, выглаживания не регулярных неровностей, контакт происходит по профилированным соответствующим образом неровностям, когда находящаяся в микровпадинах смазка обеспечивает условия гидродинамического смазывания в течение всего рабочего ресурса узла. При осцилляционной ППД можно изменять определённым образом сетку микровпадин на поверхности рабочего элемента, как это, например, показано на рис. 1 при обработке вала.

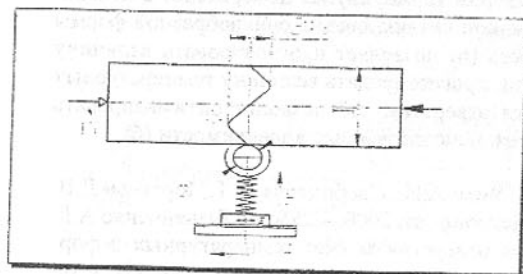


Рис. 1. Схема обработки вала методом осцилляционной ППД [4]

В работах [4,5] экспериментально установлено положительные влияние обработки методом осцилляционной ППД поверхностей трущихся деталей, что связано с образованием клиноподобных микрорельефов, обеспечивающих переход процесса трения в граничных рабочих условиях в полужидкостное и даже в жидкостное трение в зависимости от профилирования поверхности. Во время износа тру-

щихся поверхностей происходит перемещение материала в двух противоположных направлениях, что обусловлено стиранием поверхностей и расширяющим действием «клина» смазывающего материала. Это утрудняет определение толщины слоя смазки между трущимися поверхностями, хотя косвенными методами, например, определением диэлектрических параметров плёнки смазки при напряжениях ниже напряжения её пробоя можно судить об относительной интегральной толщине слоя смазки [1,2,6,8,9].

Важным с практической точки зрения является определение условий, приводящих к задиранью поверхностей детали при изменении прежде всего силового фактора. В стандартах разных стран (ASTMD, DIN, JP, PN) процесс задиранья отождествляется с процессом износа или с процессом трения [1,7,8].

В проведенных исследованиях принято, что задиранье наступает при местной адгезии трущихся поверхностей, чему предшествует непосредственный стык вершин микровыступов на этих поверхностях в результате соответствующего уменьшения «клинового» эффекта слоя смазки, а трибологической характеристикой процесса задиранья может быть величина поверхностного давления на трущихся поверхностях.

Методика исследований и результаты: Исследование влияния параметров обработки ППД проведено на цилиндрических образцах $\varnothing 30$ мм из улучшенной термической обработкой стали 55 твердостью HRC = 28+30, обрабатываемых на токарном станке шариком с использованием приспособления для осцилляции инструмента и прибора TZ-1, закрепляемого в резцедержателе, регистрирующего силу во время испытания пары трения на износ и задиранье, а прибора также регистрирующего электрическое сопротивление масляной плёнки (рис. 2).

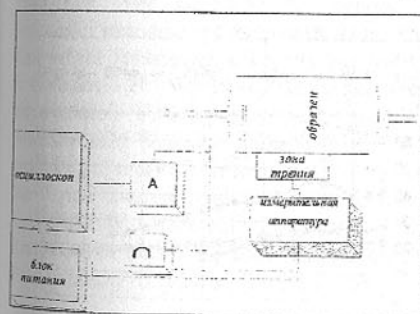


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для измерения сопротивления масляной плёнки и силы трения испытываемой пары

Кроме того, определяли степень износа поверхности образца при контакте с контртелом из твердого сплава S20 (78%WC, 16% (TiC + TaC + NbC), 6% Co) в виде полукольца, прижимаемого с давлением $q = 11,3$ МПа до окончания процесса притирки, наступающего по превышении длины пробега ≈ 30000 м. Потом постепенно увеличивали давление до 3,7 МПа до длины пробега 900 м, повторяя такое нагружение циклически до регистрации признаков задиранья поверхности образца. В качестве смазки использовали машинное масло M10, обильно подаваемое в зону трения.

При обработке ППД изменяли угол ϕ между направлением следов обработки со следом плоскости, перпендикулярной к продольной оси образца, при неизменных значениях подачи $f = 0,14$ мм/об и смещения периода осцилляции $e = 1/2$. Таким образом достигали изменение профиля и удельного количества поверхностных микровпадин и микровыступов [1], а для сравнения использовали образцы с аналогичной шерсткостью, обработанные точением.

Установлено, что максимальное сопротивление задиранью данной пары трения достигается при угле $\phi = 10^\circ$ (рис. 3). В то же время сила трения в незначительной степени изменяется в зависимости от угла ϕ в течении 12 минутных испытаний, существ-

венно возрастают после 4–5 мин, хотя большая разница наблюдается при сравнительных испытаниях образцов, обработанных точением и ППД (рис. 4).



Рис. 3. Влияние угла ϕ на сопротивляемость поверхности образца задиранью

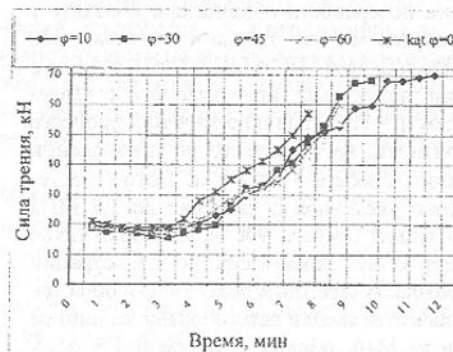


Рис. 4. Зависимость силы трения от угла ϕ и времени испытаний до задирання

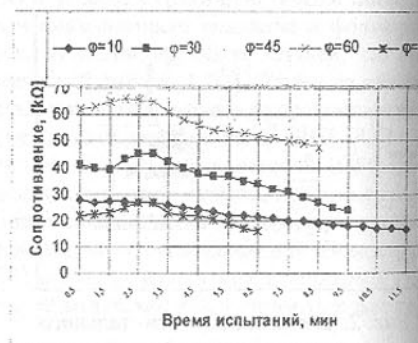


Рис. 5. Изменение электрического сопротивления слоя смазки в процессе испытаний образцов, обработанных ППД с разными значениями угла ϕ

что со временем приводит к граничным условиям трения.

Флуктуации сопротивления, особенно резкие в начальной и окончательной фазах испытаний, свидетельствуют о прерывании сплошности плёнки смазки и контакте микрочастиц материала образца и контртела. На рис. 6 показан характерный вид локального задиранья на поверхности стального образца.



Рис. 6. Характерный вид локального задиранья поверхности образца. $10\times$

тогда как на поверхностях, обработанных точением этот процесс начинался при давлении 42,5 МПа. Путём измерения в процессе эксперимента электрического сопротивления плёнки смазки в зависимости от параметров ППД при обработке поверхности детали можно изменять её сопротивление износу и задираемости при определённых эксплуатационных условиях пары трения.

Список литературы: 1. Zwierzycki W.: Prognozowanie niezawodności zużywających się elementów maszyn, Wydawnictwo Instytutu Eksploatacji w Radomiu. 2. Szczerek M., Wiśniewski M.: Tribologia i tribotechnika, Wydawnictwo Instytutu Eksploatacji, Radom 2000. 3. Chang W., R. Etsion J., Bogy D. B.: Adhesion Model for Metallic Rough Surface ASME Tran, 110, 1998, str. 50-55. 4. Czarnecki H. Tubielewicz K.: Wpływ nagniatania na wybrane wskaźniki stereometryczne powierzchni. Prace Zespołu Obróbki Powierzchniowej pod redakcją Krzysztofa Tubielewicza. Teoretyczne podstawy obróbki powierzchniowej Częstochowa 1994. 5. Czarnecki H.: Wpływ struktury geometrycznej powierzchni na zmęczenie stykowe mikro nierówności. Tribologia na progu trzeciego tysiąclecia, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej Wrocław 2002, str. 61-66. 6. Tozaki Y., Mitsutake S. i inni : The effect of surface grooves on interface temperature and scoring limit under boundary lubrication, Proceeding of the Japan International Tribology Conference, Nagoya 1990, s475-480. 7. Szczerek M., Tuszyński W., Badania tribologiczne – zacieranie, Wydawnictwo Instytutu Eksploatacji w Radomiu. 8. Nosal S., Tribologiczne aspekty zacierania węzłów ślizgowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.

Сдано в редакцию 14.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Семенченко А.К.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ РІЗЦЕТРИМАЧАМИ НА ПРУЖНИХ НАПРЯМНИХ

Шевченко О.В. (НТУУ „КПІ”, м. Київ, Україна)

The questions of simulation of turning process by nonrigid toolholders with elastic plates for positioning of cutters are presented in the paper. Toolholders of such kinds are used for adjustment in a micrometric range of position of cutters, vibrating cutting and change of orientation of the main axes of rigidity of the machine tools.

Використання різцетримачів з пружними елементами в комплекті інструментального оснащення токарно-револьверних верстатів розширює технологічні можливості верстатів за рахунок підвищення точності позиціонування різців [1, 2]; забезпечення можливості вібраційної обробки та дроблення стружки в процесі різання [3, 4]; раціональної орієнтації головних осей жорсткості верстата [5, 6]. Разом з тим, використання такого оснащення має ряд особливостей, які можуть суттєво впливати на зменшення жорсткості системи інструменту, зміну її демпфіруючих і частотних характеристик.

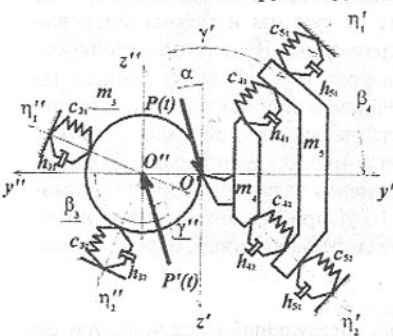


Рис. 1. Розрахункова схема пружної системи токарного верстата в площині yOz , де координатна система $y'O'z'$ належить підсистемі різця-супорт, а $y''O''z''$ – підсистемі шпиндель-патрон-деталь

між собою і базою верстата ланками з пружними і дисипативними властивостями, орієнтованими під кутом β_4 до системи координат $y'O'z'$. На масу m_4 діє сила різання $P(t)$, прикладена до вершини різця. Припускається, що маси рухаються тільки в напрямках головних осей координат $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$.

У якості координат, що визначають рух системи від положення статичної рівноваги (деформації пружних ланок відсутні), візьмемо для маси m_4 координати η_{4_1} та η_{4_2} , а для маси m_5 координати η_{5_1} та η_{5_2} . В підсистемі для пружних і дисипативних ланок враховуються сумарні зведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості h_{4_1}, h_{4_2} і c_{4_1}, c_{4_2} та h_{5_1}, h_{5_2} і c_{5_1}, c_{5_2} відповідно різцетримача (m_4) та супорта (m_5) в напрямках головних осей координат $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$.

Розрахункову схему пружної підсистеми шпиндель-патрон-деталь представимо у вигляді зосередженої зведеної маси підсистеми m_3 , що зв'язана між собою і базою верстата ланками з пружними і дисипативними властивостями, орієнтованими під кутом β_3 до системи координат $y''O''z''$. В підсистемі для пружних і дисипативних ланок враховуються сумарні зведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості h_{3_1}, h_{3_2} і c_{3_1}, c_{3_2} в головній системі координат $\eta''_1 O'' \eta''_2$. Припускається, що маса рухається тільки в напрямках головних осей координат $O''\eta''_1$ і $O''\eta''_2$. На масу m_3 діє сила різання $P'(t)$, прикладена до осі деталі, що є парною до сили різання $P(t)$. Парність сил визначається тим, що для загальної пружної системи верстата сила різання є внутрішньою.

Сила різання $P(t)$ діє в координатній системі $y'O'z'$ під кутом α та знаходиться під кутом γ' до вісі координат $O'\eta'_1$. Відповідно парна сила $P'(t)$ знаходиться під кутом γ'' до вісі координат $O''\eta''_1$.

Нижче наведена система рівнянь коливальних рухів підсистеми різця-супорт в головній системі координат $\eta'_1 O' \eta'_2$:

$$\begin{cases} m_4 \cdot \ddot{\eta}_{4_1} - (h_{4_1} - H_{4_1}) \dot{\eta}_{4_1} - h_{4_1} \cdot \dot{\eta}_{5_1} + c_{4_1} \cdot (\eta_{4_1} - \eta_{5_1}) = P(t) \cdot \sin(\beta_4 - \alpha) \\ m_5 \cdot \ddot{\eta}_{5_1} + (h_{4_1} + h_{5_1}) \cdot \dot{\eta}_{5_1} + (c_{4_1} + c_{5_1}) \cdot \eta_{5_1} - h_{4_1} \cdot \dot{\eta}_{4_1} - c_{4_1} \cdot \eta_{4_1} = 0 \\ m_4 \cdot \ddot{\eta}_{4_2} - (h_{4_2} - H_{4_2}) \dot{\eta}_{4_2} - h_{4_2} \cdot \dot{\eta}_{5_2} + c_{4_2} \cdot (\eta_{4_2} - \eta_{5_2}) = P(t) \cdot \cos(\beta_4 - \alpha) \\ m_5 \cdot \ddot{\eta}_{5_2} + (h_{4_2} + h_{5_2}) \cdot \dot{\eta}_{5_2} + (c_{4_2} + c_{5_2}) \cdot \eta_{5_2} - h_{4_2} \cdot \dot{\eta}_{4_2} - c_{4_2} \cdot \eta_{4_2} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де координати η_{4_1}, η_{5_1} та η_{4_2}, η_{5_2} - визначають рух мас m_4 та m_5 в напрямку осей $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$. Вираз $(h - H)\dot{z}$ використовується як узагальнена характеристика непружного опору враховуючи, що однією із причин виникнення автоколивань є нелінійна залежність сили різання від швидкості.

У відповідності до рис. 1, математична модель підсистеми шпиндель-патрон-деталь може бути представлена як одномасова система з двома степенями вільності, що побудована у головних координатах $\eta''_1 O'' \eta''_2$ [7]:

$$\begin{cases} m_3 \cdot \ddot{\eta}_{3_1} + h_{3_1} \cdot \dot{\eta}_{3_1} + (c_{3_1} + \Delta c \cdot \sin \omega_c t) \cdot \eta_{3_1} = P(t) \cdot \sin(\beta_3 - \alpha) \\ m_3 \cdot \ddot{\eta}_{3_2} + h_{3_2} \cdot \dot{\eta}_{3_2} + (c_{3_2} + \Delta c \cdot \cos \omega_c t) \cdot \eta_{3_2} = P(t) \cdot \cos(\beta_3 - \alpha), \end{cases} \quad (2)$$

де координати η_{3_1}, η_{3_2} - визначають рух маси m_3 в напрямку осей $O''\eta''_1$ і $O''\eta''_2$; $c_{3_1}(t)$ та $c_{3_2}(t)$ - коефіцієнти радіальної жорсткості підсистеми в напрямку $O''\eta''_1$ і $O''\eta''_2$, які є функціями часу; Δc - амплітудне значення величини зміни жорсткості підсистеми патрон-деталь; ω_c - кругова частота зміни жорсткості (для трикулачкового патрона $\omega_c = 3 \cdot \omega$, Δc складає близько $0.2 \cdot c_3$, ω - частота обертання деталі).

Сила різання $P(t)$, у розглянутих вище моделях підсистем, може бути представлена як функція поточних координат положення інструменту і деталі:

$$P(t) = K_{\text{різ}} \cdot \frac{\dot{x}_4(t)}{\dot{\phi}_2(t)} \cdot 2\pi \cdot \left(b_0 + E \cdot \sin \phi_2(t) - y_3(t) - y_4(t) - \frac{[z_3^*(t) + z_4^*(t)]^2}{2r_i} \right) \cdot \left[1 - e^{-\frac{t-t_0}{T_p}} \right], \quad (3)$$

де $K_{\text{різ}}$ - питома сила різання; $\dot{x}_4(t)$ - швидкість поздовжньої подачі; $\dot{\phi}_2(t)$ - частота обертання деталі; b_0 - задана глибина різання; E - ексцентриситет заготовки; r_i - радіус поверхні деталі, що обробляється; T_p - постійна процесу стружкоутворення; t - поточне значення часу; t_0 - початкове значення часу в момент врізання різця в деталь ($t \geq t_0$).

У системі полярних координат $z_0 O'' y_0$, що обертається з кутовою швидкістю $\dot{\varphi}_2(t)$, значення поточного радіуса обробки визначається за формулами:

$$\begin{aligned} y_0(\varphi_2, t) &= \{y_4'(t) - y_3''(t)\} \cdot \cos \varphi_2(t) + \{z_4'(t) - z_3''(t)\} \cdot \sin \varphi_2(t) \\ z_0(\varphi_2, t) &= \{y_4'(t) - y_3''(t)\} \cdot \sin \varphi_2(t) - \{z_4'(t) - z_3''(t)\} \cdot \cos \varphi_2(t). \end{aligned} \quad (4)$$

В результаті рішення математичної моделі у відповідності до залежностей (1), (2), (3) та (4), в якості одного з вихідних параметрів отримана функція формоутворення, що дозволяє оцінити вплив вхідних параметрів моделі, враховуючи і параметри різцетримачів з пружними напрямними, на зміну поточного радіуса обробки, тобто на точність форми обробленої поверхні.

Для перевірки реакції математичної моделі динамічної системи верстата на зміну орієнтації головних осей жорсткості пружної підсистеми різець-супорт в головній системі координат $\eta_1' O' \eta_2'$ проведено моделювання процесу точіння для значень кута $\beta_4 = 80^\circ$ та $\beta_4 = 45^\circ$. При цьому всі інші параметри пружної системи верстата не змінювались. Результати розрахунку траєкторій руху осі деталі в координатній системі $y'Oz''$ та вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ наведено на рис. 2.

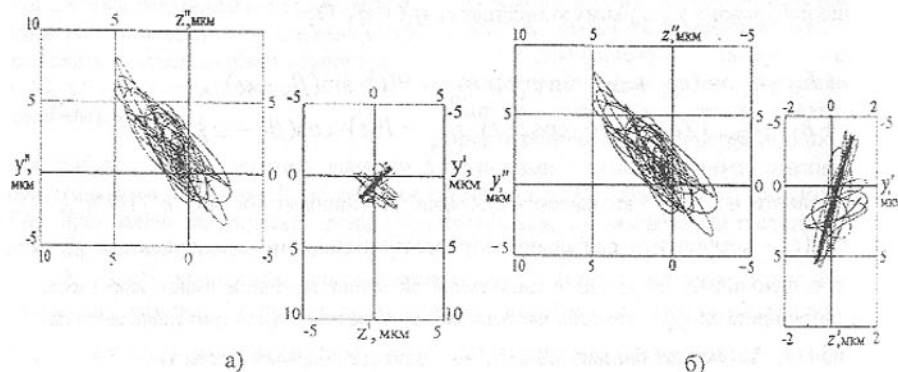


Рис. 2. Розрахункові траєкторії руху осі деталі в координатній системі $y'Oz''$ та вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ при куті розвороту головних осей жорсткості пружної підсистеми різець-супорт $\beta_4 = 80^\circ$ (а) та $\beta_4 = 45^\circ$ (б)

Порівняння траєкторій руху вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ для значень кута $\beta_4 = 80^\circ$ (рис. 2,а) та $\beta_4 = 45^\circ$ (рис. 2,б) показує, що зміна орієнтації головних осей жорсткості пружної підсистеми різець-супорт при незмінних всіх інших параметрах пружної системи верстата суттєво впливає на амплітуду і напрямок коливань вершини різця.

Це підтверджують також і розрахункові значення відхилення поточного радіуса обробки Δr_t внаслідок відносних пружних переміщень систем інструменту і деталі при кутах $\beta_4 = 80^\circ$ (рис. 3,а) та $\beta_4 = 45^\circ$ (рис. 3,б). Значення відхилення поточного радіуса обробки Δr_t визначається за формулою $\Delta r_t = \sqrt{y_0^2(\varphi_2, t) + z_0^2(\varphi_2, t)}$ в системі поляр-

них координат $z_0 O'' y_0$, що обертається з кутовою швидкістю $\dot{\varphi}_2(t)$ оброблюваної деталі.

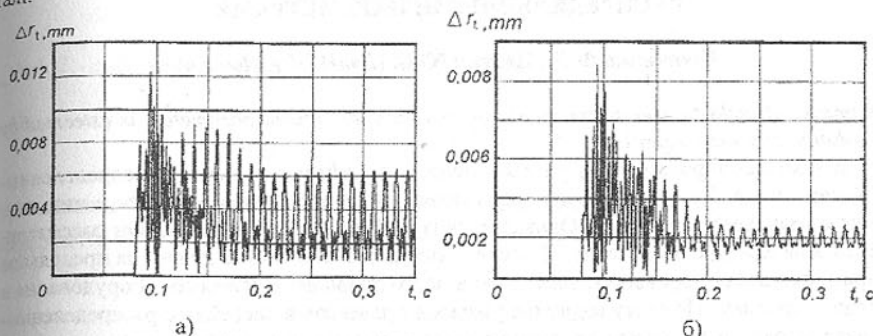


Рис. 3. Розрахункові значення поточного радіуса обробки Δr_t для значень кута $\beta_4 = 80^\circ$ (а) та $\beta_4 = 45^\circ$ (б)

В результаті математичного моделювання створено комплексну математичну модель замкненої пружної системи токарно-револьверного верстата, в якій у якості одного з вихідних параметрів отримана функція формоутворення, що дозволяє оцінити вплив вхідних параметрів моделі, враховуючи і параметри спеціального інструментального оснащення з пружними елементами, на зміну поточного радіуса обробки, тобто на точність форми обробленої поверхні.

За результатами математичного моделювання на рівні винаходів створено ряд ефективних конструкцій різцетримачів до токарно-револьверних верстатів, що забезпечують позиціонування різців в мікрометричному діапазоні та кінематичне дроблення стружки.

Список літератури: 1. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - М., Машиностроение, 1990. - 512с. 2. Электрогидравлические устройства малых перемещений//ЭИ. Автоматические линии и металлорежущие станки. М.: ВИНТИ, 1980. №42. С.6-11...-Пеп.ст. Stollberg H., Tensler V. Elektrohydraulische feinpositioniereinrichtung // Maschinenbautechn.-1980, 29, N 4, 162 - 164. 3. Вибрационное резание металлов / Н.И. Ахметшин, Э.М. Гоц, Н.Ф. Родиков; Под.ред. К.М. Рагульска. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. - 80 с.(Б-ка инженера. Вибрационная техника; Вып. 10). 4. Подураев В.Н. Обработка резанием с вибрациями. - М., Машиностроение, 1970. 352 с. 5. Кудинов В.А. Динамика станков. - М.:Машиностроение, 1967.-360с. 6. Лазарев Г.С. Устойчивость процесса резания металлов. - М.: Машиностроение, 1973. - 184 с. 7. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом.-Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986.-184с.

Сдано в редакцію 16.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

ПРОДОЛЬНЫЙ УДАР В СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМАХ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Шевченко Ф.Л., Петтик Ю.В. (ДонНТУ, г. Донецк)

The impact of inelastic weight on an elastic rod with distributed parameters is esteemed by the solution of a wave equation

В технике широко используются сложные стержневые системы с распределенными параметрами. При этом многие динамические процессы, протекающие в них, связаны с ударными явлениями. Однако, в силу сложности их описания, они рассматриваются в литературе очень мало. Известно, что удар очень сильно влияет на предельное напряженно-деформированное состояние и часто приводит к поломкам оборудования и сложным авариям. Поэтому изучение ударных процессов в системах с распределенными параметрами и сосредоточенными массами является актуальной задачей.

Целью работы является исследование процессов с продольным ударом в стержневых системах с распределенными параметрами для буровой установки.

Рассмотрим механизм продольного удара для сложной стержневой системы – установки реактивно-турбинного бурения (РТБ), которая используется для проходки скважин большого диаметра и шахтных стволов диаметром в свету до 4 м и глубиной до 900 м. Буровую установку можно представить в виде стержня (буровой колонны) с погонной массой m . На нижнем конце колонны размещается буровой агрегат с массой M_0 над которым размещены утяжелители массой M (упрощенная схема установки приведена на рис. 1).

При спуске агрегата с буровой колонной возможна внезапная их встреча с уступом в скважине или стволе, попадание в каверну и т.д. Это приводит к тому, что, в отдельных случаях, возможен отрыв утяжелителей и их падение с высоты h на нижнюю траверсу агрегата. Для предупреждения и снижения ударных явлений важно знать напряженно-деформированное состояние буровой колонны и допустимую высоту падения утяжелителей. При этом задача на продольный удар в буровой колонне с погонной массой m сводится к решению волнового уравнения [1]

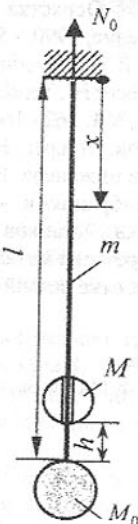
$$u(x, t) - c^2 \ddot{u}(x, t) = q(x, t) / m, \quad (1)$$

где $u(x, t)$ – продольные перемещения поперечных сечений колонны с жесткостью EF , $c = \sqrt{EF/m}$ – скорость волны деформаций, $q(x, t)$ – интенсивность возмущающей нагрузки.

Решение однородного уравнения, полученного из (1), методом Фурье можно представить в виде [2]

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} u_n(x) \sin(\omega_n t + \mu_n), \quad (2)$$

Рис.1. Расчетная схема где спектр частот собственных колебаний буровой колонны



$$\omega_n = \frac{\lambda_n}{l} \sqrt{\frac{EF}{m}}, \quad (3)$$

$\lambda_n = k_n l$ – собственные числа частотного уравнения

$$\operatorname{tg} \lambda_n = \frac{1}{\xi \lambda_n}, \quad \xi = \frac{M + M_0}{ml}, \quad (4)$$

а уравнение деформированной буровой колонны в начальных параметрах u_0 и N_0 определяется способом закрепления колонны:

$$u(x) = u_0 \cos \omega t + \frac{N_0}{kEF} \sin \omega t. \quad (5)$$

Для колонны, показанной на рис. 1, при выборе начала координат на опоре $u_0 = 0$ и уравнение (5) принимает вид:

$$u(x) = \frac{N_0}{k_n EF} \sin k_n x = D_n X_n(x). \quad (6)$$

Собственные функции $X_n(x)$ при наличии на колонне сосредоточенной массы будут ортогональными с весом

$$\rho(x) = 1 + \xi l \delta(x - l), \quad (7)$$

где функция Дирака $\delta(x - l)$ отражает особенность в сечении $x = l$.

Для вычисления квадрата нормы собственных функций

$$\Delta_m^2 = \int_0^l \rho(x) X_n(x) X_m(x) dx \quad (8)$$

нужно знать значение интеграла $\int_0^l X^2(x) dx$, который можно найти не прибегая к интегрированию, подчиняя собственные функции условиям закрепления колонны на опорах из зависимости [2]

$$\int_0^l X^2(x) dx = \frac{1}{2k} [kx(X^2 + (X')^2) - XX']_0^l. \quad (9)$$

Для рассматриваемой задачи, когда $X(x) = \sin kx$ с учетом частотного уравнения (4) этот интеграл принимает значение

$$\int_0^l X^2(x) dx = \frac{1}{2k} [kl(\sin^2 kl + \cos^2 kl) - \sin kl \cos kl] = \frac{l}{2} (1 - \xi \sin^2 kl),$$

а квадрат нормы [2]

$$\Delta_n^2 = \int_0^l (1 + \xi \delta(x-l)) X_n(x) X_m(x) dx = \int_0^l X^2(x) dx + \xi l X^2(l) = \frac{l}{2} (1 + \xi \sin^2 \lambda).$$

При сообщении системе начальной скорости движения $v_0 = v \frac{M}{M+M_0}$ возникают собственные колебания с амплитудными перемещениями D_n , которые можно найти по схеме Фурье из начального условия

$$u(x, 0) = v_0 e(x-l), \text{ т.е. } \sum_{n=1}^{\infty} D_n \omega_n X_n(x) = v_0 e(x-l).$$

Умножая это равенство на весовую функцию $\rho(x)$, собственную функцию $X_m(x)$, и интегрируя по длине l , получим равенство

$$\sum_{n=1}^{\infty} D_n \omega_n \int_0^l \rho(x) X_n(x) X_m(x) dx = v_0 \int_0^l e(x-l) \rho(x) X_m(x) dx,$$

откуда с учетом единичной функции $e(x-l)$ и свойства интегрирования функции Дирака находим $D_n = \frac{v_0 \xi l}{\omega_n \Delta_n^2} X_n(\lambda_n)$.

Следовательно, уравнение движения сечений принимает вид:

$$u(x, t) = 2 \frac{v_0 \xi l}{c} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \lambda_n \sin k_n x}{\lambda_n (1 + \xi \sin^2 \lambda_n)} \sin \omega_n t. \quad (10)$$

К этому решению нужно добавить влияние внезапного приложения груза $Q = Mg$, что вызывает вынужденные колебания [1]

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{X_n(x)}{m \omega_n^2 \Delta_n^2} \int_0^l \rho(x) X_n(x) dx \int_0^t q(x, \tau) \sin \omega_n (t - \tau) d\tau. \quad (11)$$

При возмущающей нагрузке, не изменяющейся во времени $q(x)$, уравнение (11) принимает вид

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{X_n(x) (1 - \cos \omega_n t)}{m \omega_n^2 \Delta_n^2} \int_0^l q(x) \rho(x) X_n(x) dx. \quad (12)$$

Рассмотрим интеграл от действия нагрузки $q = mg$

$$\int_0^l q (1 + \xi \delta(x-l)) X(x) dx = q \int_0^l X(x) dx + \frac{M+M_0}{ml} l q \int_0^l \delta(x-l) X(x) dx =$$

$$= q \int_0^l X(x) dx + \frac{M+M_0}{m} mg \int_0^l \delta(x-l) X(x) dx.$$

Но так как в системе внезапно прикладывается лишь груз $Q = Mg$, то убрав влияние q и M_0 , с учетом частоты $\omega_n^2 = k_n^2 EF / m$ получаем

$$w(x, t) = 2 \frac{Ql}{EF} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \lambda_n \sin k_n x}{\lambda_n^2 (1 + \sin^2 \lambda_n)} (1 - \cos \omega_n t). \quad (13)$$

Суммарное решение (10), (13) представляет уравнение движения сечений колонны при ударе груза Q

$$u(x, t) = \frac{Ql}{EF} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\lambda_n^2} \left(1 - \cos \omega_n t + \lambda_n \sqrt{\frac{v^2 M}{gf ml}} \sin \omega_n t \right) \frac{\sin \lambda_n \sin k_n x}{1 + \xi \sin^2 \lambda_n}. \quad (14)$$

Исследуя выражение в скобках на экстремум, найдем время для вычисления наибольших деформаций

$$\text{tg } \omega_n t = \sqrt{\lambda_n^2 \frac{v^2 M}{gf ml}}, \quad (15)$$

где $f = \frac{Mgl}{EF}$ - квазистатическое удлинение колонны от падающего груза $Q = Mg$.

Так получаем формулы наибольших расчетных факторов: перемещений

$$u(l) = \frac{Ql}{EF} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\lambda_n^2} \left(1 + \sqrt{1 + \lambda_n^2 \frac{v^2 M}{gf ml}} \right) \frac{\sin^2 \lambda_n}{1 + \xi \sin^2 \lambda_n} \quad (16)$$

и напряжений

$$\sigma(0) = \frac{Q}{F} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\lambda_n^2} \left(1 + \sqrt{1 + \lambda_n^2 \frac{v^2 M}{gf ml}} \right) \frac{\sin \lambda_n}{1 + \xi \sin^2 \lambda_n}. \quad (17)$$

Заметим, что в расчетные формулы не входит в явном виде масса M_0 , она учитывается в частоте колебаний и с ее увеличением динамический эффект уменьшается.

Пусть, для РТБ-3000: $m = 36 \text{ кг}$, $M = 1,8 \cdot 10^4 \text{ кг}$, $M_0 = 1,2 \cdot 10^4 \text{ кг}$ и глубины бурения 500 м имеем $M + M_0 = ml$, т.е. $\xi = 1$. Собственные числа частотного уравнения (4): $\lambda_1 = 0,860333$, $\lambda_2 = 3,425618$, $\lambda_3 = 6,437298$ и т.д. Оставляя в (16), (17) лишь первый член рядов, при $v = 2 \text{ м/с}$, $f = 0,148 \text{ м}$, $EF = 2 \cdot 10^8 \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 2 \cdot 10^8 \cdot \frac{\pi}{4} (0,168^2 - 0,148^2) = 9,93 \cdot 10^8 \text{ Н}$, находим:

$$u(l) = 2,4545 \frac{Ql}{EF}, \quad \sigma(0) = 2,4559 \frac{Q}{F}.$$

Согласно (15) время возникновения экстремальных деформаций по первому то-

$$ну колебаний равно $t = \frac{l}{\lambda_1 c} \arctg \lambda_1 \sqrt{\frac{v^2 M}{gf ml}},$$$

а расчетные аргументы тригонометрических функций для обертонов

$$\omega_n t = \frac{\lambda_n}{\lambda_1} \arctg \lambda_1 \sqrt{\frac{v^2 M}{gf ml}}.$$

С учетом этих аргументов можно вычислить дополнительные слагаемые в рядах Фурье:

$$\Delta u = \frac{Ql}{EF} \frac{2}{\lambda_n^2} \left(1 - \cos \omega_n t + \lambda_n \sqrt{\frac{v^2 M}{gf ml}} \sin \omega_n t \right) \frac{\sin^2 \lambda_n}{1 + \xi \sin^2 \lambda_n},$$

$$\Delta \sigma = \frac{Q}{F} \frac{2}{\lambda_n} \left(1 - \cos \omega_n t + \lambda_n \sqrt{\frac{v^2 M}{gf ml}} \sin \omega_n t \right) \frac{\sin \lambda_n}{1 + \xi \sin^2 \lambda_n}.$$

С учетом этих поправок получим:

$$u(l) = \sum_{n=1}^7 u_n(l) = 2,5405 \frac{Ql}{EF}, \quad \sigma(0) = \sum_{n=1}^{10} \sigma_n(0) = 2,1624 \frac{Q}{F}.$$

Методами сопротивления материалов в случае удара вычисляется динамический

коэффициент $k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{gf} \eta}$, на который нужно умножать падающий груз, чтобы

получить динамический эффект от удара. В динамический коэффициент входит коэффициент передачи энергии, зависящий от отношения падающей массы к сосредоточенной приведенной массе колонны.

Полученные рекомендации переданы и используются в ОАО ГХК «Спецшахтобурение» на буровых участках и позволяют выбирать максимально допустимую высоту монтажа утяжелителей на агрегате. При этом обеспечивается безаварийный режим эксплуатации буровой колонны при бурении и спуско-подъемных операциях. Полученные рекомендации могут быть использованы и для других видов стержневых схем с распределенными параметрами и сосредоточенными массами для определения напряженно-деформированного состояния при продольном ударе.

Список литературы: 1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. — М.: Наука, 1967. — 442 с. 2. Шевченко Ф.Л. Будівельна механіка. Спеціальний курс. Динаміка стержневих систем. — Донецьк: РВА ДонНТУ, 2000. — 291 с.

Сдано в редакцию 17.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

ПРИБЛИЖЕННОЕ ВЫЧИСЛЕНИЕ ОСНОВНОЙ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТЯЖЕЛЫХ ВАЛОВ

Шевченко Ф.Л. (ДонНТУ, г. Донецк),
Петрова Ю.Н. (ДонГУЭТ, г. Донецк)

The accuracy of approximated calculus of free-running frequencies of arbors is esteemed

В машиностроении чаще всего используются приближенные способы вычисления частот собственных колебаний валов с распределенными массами и сосредоточенными дисками [1,2]. Существует много способов приближенного вычисления частоты первого тона колебаний валов с распределенными параметрами. Рассмотрим некоторые из них.

Целью данной работы является разработка методов приближенного вычисления основной частоты собственных крутильных колебаний тяжелых валов.

Одним из популярных приближенных расчетов является способ Релея, в котором приравниваются максимальные значения кинетической и потенциальной энергии заданного вала с погонным моментом инерции массы вала J и дисков с моментами инерции J_i .

Учитывая, что кинетическая энергия вала равна $K = \frac{J}{2} \int_0^l (\dot{\varphi}(x))^2 dx$, а потенци-

альная $U = \frac{1}{2} \int_0^l M_x(x) \varphi(x) dx = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M_x^2(x)}{GJ_p} dx = \frac{1}{2} \int_0^l GJ_p (\varphi'(x))^2 dx$ и полагая, что

$\varphi(x,t) = \varphi(x) \sin \omega t$, $\dot{\varphi}(x) = \omega \varphi(x) \cos \omega t$, из энергетического равенства при заданном уравнении углов поворота $\varphi(x)$, которым нужно задаваться, получена формула приближенного значения частоты первого тона колебаний вала с распределенными параметрами [1]

$$\omega = \sqrt{\frac{\sum GJ_p \int_0^l (\varphi'(x))^2 dx}{\sum J_i \varphi_i^2 + \int_0^l J \varphi^2(x) dx}}, \quad (1)$$

где G, J_p - модуль сдвига и полярный момент инерции площади поперечного сечения вала,

Способ приведения масс сводится к вычислению момента инерции приведенной массы вала и дисков, а затем частота колебаний эквивалентного вала вычисляется по формулам:

$$J_{np} = \frac{1}{\varphi^2(l)} \left[\int_0^l J \varphi^2(x) dx + \sum J_i \varphi_i^2 \right], \quad \omega = \sqrt{\frac{GJ_p}{J_{np}}}. \quad (2)$$

Способ переноса масс (способ Донкерли) основан на равенстве частоты колебаний заданного вала и условного с одной массой

$$\omega = \sqrt{\frac{GJ_p}{l \left[J \int_0^l \phi_{xx} dx + \sum J_i \phi_{ii} \right]}} \quad (3)$$

Для оценки погрешности этих приближенных способов рассмотрим точное решение задачи на собственные крутильные колебания вала с жесткостью GJ_p и распределенным моментом инерции массы J на основании волнового уравнения

$$\ddot{\varphi}(x, t) - c^2 \varphi''(x, t) = 0, \quad c = \sqrt{\frac{GJ_p}{J}}. \quad (4)$$

Решение этого уравнения методом Фурье можно представить уравнением крутильных колебаний сечений в начальных параметрах [1]:

$$\varphi(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(\varphi_{0,n} \cos k_n x + \frac{M_{0,n}}{k_n GJ_p} \sin k_n x \right) \sin(\omega_n t + \mu_n), \quad (5)$$

где φ_0 , M_0 - угол закручивания и крутящий момент в начале координат.

Подчиняя уравнение углов закручивания (5) граничным условиям, легко найти частотное уравнение, собственные числа которого $\lambda_n = k_n l$ позволяют определить спектр частот собственных колебаний вала как системы с распределенными параметрами

$$\omega_n = k_n \sqrt{\frac{GJ_p}{J}} = \frac{\lambda_n}{l} \sqrt{\frac{GJ_p}{J}}. \quad (6)$$

Начальная фаза μ_n определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \mu_n = \frac{\varphi(x, 0)}{\dot{\varphi}(x, 0)} \omega_n. \quad (7)$$

Рассмотрим вал с погонным моментом инерции его массы J и двумя дисками с моментами инерции их масс J_1 , J_0 .

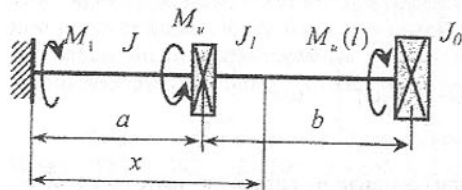


Рис. 1. Расчетная схема вала

рис. 1. Возбуждая собственные колебания отклонением системы из положения статического равновесия на некоторый угол закручивания φ_0 , когда $\varphi(0)$, при выборе начала координат в защем-

лении по (7) находим $\mu = \pi/2$, а уравнение (5) примет вид:

$$\varphi(x, t) = \left(\frac{M_0}{kGJ_p} \sin kx - \frac{M_u}{kGJ_p} \sin k(x-a) \right) \cos \omega t, \quad (8)$$

где амплитудное значение момента сил инерции диска с моментом инерции массы J_1 равно

$$M_u = -J_1 \ddot{\varphi}(a, t) = J_1 \omega^2 \varphi(a) = J_1 \frac{k^2 GJ_p}{J} \frac{M_0}{kGJ_p} \sin ka = \xi_1 \lambda M_0 \sin ka \quad (9)$$

учитывается лишь на правом участке вала ($\xi_1 = J_1/Jl$, $\lambda = kl$).

Так получаем уравнение крутильных колебаний сечений вала

$$\varphi(x, t) = \frac{M_0}{kGJ_p} (\sin kx - \xi_1 \lambda \sin ka \cdot \sin k(x-a)) \cos \omega t. \quad (10)$$

Дифференцированием (10) найдем крутящий момент внутренних усилий в сечениях вала

$$M_x(x, t) = GJ_p \varphi'(x, t) = M_0 (\cos kx - \xi_1 \lambda \sin ka \cdot \cos k(x-a)) \cos \omega t. \quad (11)$$

Крутящий момент сил инерции торцевого диска с моментом инерции его массы J_0 равен

$$M_u(l) = J_0 \omega^2 \varphi(a) = J_0 \frac{k^2 GJ_p}{J} \frac{M_0}{kGJ_p} (\sin \lambda - \xi_0 \lambda \sin ka \cdot \cos kb), \quad \xi_0 = \frac{J_0}{Jl}.$$

Из равенства $M_x(l) = M_u(l)$ получаем частотное уравнение

$$\cos \lambda - \xi_1 \lambda \sin ka \cdot \cos kb = \xi_0 \lambda (\sin \lambda - \xi_1 \lambda \sin ka \cdot \sin kb) \quad (12)$$

В частном случае, когда $a = b = l/2$, а $J_1 = J_0 = Jl$, частотное уравнение (12) примет вид:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{2\xi_0}{2\xi_0 + \xi_1} \left(\frac{1}{\xi_0 \lambda} + \frac{\xi_1 \lambda}{2 \cos \lambda} \right). \quad (13)$$

Отсюда находим первый корень $\lambda_1 = 0,76883$ чему соответствует частота первого тона колебаний

$$\omega_1 = \frac{0,76883}{l} \sqrt{\frac{GJ_p}{J}} \quad (14)$$

Для вала с одним диском $J_0 = J_l$, когда $\xi_1 = 0$ из (13) получим трансцендентное уравнение $\xi_0 l \cdot \operatorname{tg} \lambda = 1$, первый корень которого $\lambda_1 = 0,8603$, т.е. частота первого тона колебаний

$$\omega_1 = \frac{0,8603}{l} \sqrt{\frac{GJ_p}{J}} \quad (15)$$

Для заземленного вала без дисков, когда $J_1 = J_0 = 0$, из (12) получаем уравнение $\cos \lambda = 0$, откуда $\lambda = \pi/2$ и частота первого тона колебаний

$$\omega_1 = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{GJ_p}{J}} \quad (16)$$

Без учета массы вала частоты колебаний двухмассового вала вычисляются по формуле:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{\varphi_{11} J_1 + \varphi_{22} J_0 \mp (\varphi_{11} J_1 + \varphi_{22} J_0)^2 - 4 J_1 J_0 (\varphi_{11} \varphi_{22} - \varphi_{12}^2)}{2 J_1 J_0 (\varphi_{11} \varphi_{22} - \varphi_{12}^2)} \quad (17)$$

Отсюда при $\varphi_{11} = \varphi_{12} = \frac{l}{2GJ_p}$, $\varphi_{22} = \frac{l}{GJ_p}$ находим $\omega_1 = \frac{0,87403}{l} \sqrt{\frac{GJ_p}{J}}$

Если заменить вал с погонным моментом инерции его массы J условным невесомым с одной приведенной массой на торце, то частота колебаний одномассового вала будет определяться формулой $\omega = \sqrt{GJ_p / J_{np} l}$. Приравняв эту частоту значению (16), получим сосредоточенную массу с моментом инерции

$$J_{np} = \frac{4}{\pi^2} J l = 0,405284 J l \quad (18)$$

С учетом этого коэффициента приведения массы вала $k_{np} = 0,405284$ легко вычислить частоту колебаний вращающегося вала с диском на торце при различных значениях $\xi = J_0 / J l$ (см. табл. 1):

$$\tilde{\omega} = \frac{1}{\sqrt{\xi + k_{np}}} \sqrt{\frac{GJ_p}{J}} = \frac{\tilde{\lambda}}{l} \sqrt{\frac{GJ_p}{J}} \quad (19)$$

В табл. 1 приведены точные значения λ и условного значения $\tilde{\lambda}$ для эквивалентного вала с одним торцевым диском с приведенным моментом инерции его массы J_{np} .

Таблица 1 – Значение λ и $\tilde{\lambda}$ в зависимости от ξ

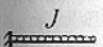
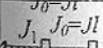
ξ	0	1	2	3	5	10
λ	$\pi/2$	0,8603	0,6533	0,5472	0,4328	0,3110
$\tilde{\lambda}$	$\pi/2$	0,8436	0,6445	0,5420	0,4301	0,3100

Из этой таблицы видна высокая точность приближенного расчета, основанного на способе приведения масс, если за коэффициент приведения распределенной массы вала принять значение (18).

Теперь рассмотрим приближенное вычисление частоты первого тона колебаний вращающегося вала с одним и двумя дисками по формулам (1)-(3). Для этого примем уравнение углов закручивания вращающегося вала $\varphi(x) = f \sin \frac{\pi x}{2l}$, $\varphi'(x) = f \frac{\pi}{2l} \cos \frac{\pi x}{2l}$ в одном варианте и линейную зависимость $\varphi(x) = Ax$ во втором варианте.

Результаты расчетов приведены в табл. 2 (в числителе – вариант синусоиды, в знаменателе – прямая).

Таблица 2 – Результаты точного и приближенного расчета частот колебаний.

Схемы валов	Точно	По Релею	По Донкерли	Способ приведения масс
	$\pi/2$	$\frac{\pi/2}{\sqrt{3}}$ 0 (+10,3%)	$\frac{1,2533}{\sqrt{2}}$ (-20,2%) (-9,96%)	$\pi/2$
	0,86033	$\frac{0,9069}{0,816}$ (+5,4%) (-5,2%)	$\frac{0,7817}{0,816}$ (-9,2%) (-5,2%)	$\frac{0,8436}{0,8426}$ (-1,9%) (-1,9%)
	0,76883	$\frac{0,8436}{0,795}$ (+9,7%) (+3,4%)	$\frac{0,653}{0,707}$ (-15,1%) (-8,0%)	$\frac{0,7248}{0,7773}$ (-5,7%) (+1,1%)

Из табл. 2 следует, что способ приведения масс при учете коэффициента приведения массы вала (18) дает результаты лучше других способов.

Список литературы: 1. Киселев В.А. Строительная механика. Специальный курс. (Динамика и устойчивость сооружений). – М.: Изд-во лит. по стр. 1964. – 332 с. 2. Шевченко Ф.Л. Будівельна механіка, Спеціальний курс. Динаміка пружних стержневих систем. – Донецьк: РІА ДонГТУ, 2000. – 292 с.

Сдано в редакцию 17.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

МЕХАНИЗМ ОБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ПРИ АЛМАЗНО-АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Шепелев А.А., Сороченко В.Г. (ИСМ НАНУ, г. Киев, Украина)

The specified mechanism of formation of a superficial layer is established at diamond abrasive processing polymeric composite materials. It is shown, that at machining polymeric materials 20...2000 microns destroyed mechano-dispersed a superficial layer are inevitably formed by defective thickness. Ways of its management are offered.

При алмазно-абразивной обработке (разрезание, шлифование и др.) высокопрочных и высокомолекулярных полимерных композиционных материалов (ПКМ) неизбежно образуется дефектный разрушенно-диспергированный поверхностный слой, который всегда имеет ухудшенные эксплуатационные показатели. Этот слой, как правило, является главной характеристикой процесса резания, по которой оценивают качество обработки и основным фактором, по которому ограничивают продолжительность работы инструмента.

Несмотря на теоретическую и, особенно, практическую актуальность вопроса о качестве обработанной поверхности ПКМ, он оказался почти, за исключением закономерностей шероховатости, не изученным. В литературе нет никаких, за исключением данных Харьковской школы [1,2] количественных оценок, связывающих условия резания с состоянием поверхностного слоя и качеством обработки.

Под разрушением поверхностного слоя ПКМ подразумевается неизбежно образующийся под действием механических сил, теплоты и окислительных процессов поверхностный слой, претерпевший механохимические превращения полимера и диспергирование наполнителя. Первопричиной разрушения поверхностного слоя ПКМ являются механические напряжения, инициирующие тепловые и химико-окислительные процессы. Предотвратить образование этого дефектного слоя не удается, но влиять на глубину его распространения можно путем назначения и управления соответствующих условий резания.

Степень разрушения полимерной составляющей оценивали сравнительно по количеству стабильных макрорадикалов [4] в весовой единице поверхностного слоя ПКМ с помощью радиоспектроскопии (ЭПР). Образующийся при обработке стеклопластика, углепластика и оргастеклопластика поверхностный слой удаляли острым лезвием и исследовали на радиоспектрометре мод. IE8-ME-3X (Япония). Было установлено, что количество возникающих в поверхностном слое обрабатываемых материалов стабильных макрорадикалов при шлифовании на воздухе 10^{15} спин/г, а в аргоне 10^{17} спин/г. Эта корреляционная связь сохраняется на одном уровне в течение 10...12 часов. Увеличение скорости резания с 20 м/с до 41 м/с повышает концентрацию макрорадикалов до 10^{18} спин/г из-за роста температуры в зоне резания. Рост подачи экстремально влияет на разрушение: при подачах до 9 мм/мин количество макрорадикалов увеличивается, а при подачах свыше 9 мм/мин уменьшается до 10^{15} ... 10^{16} спин/г. Увеличение подачи ведет к возрастанию температуры и степени разрушения полимера. При очень больших значениях подачи и возбуждении при этом высокой температуры это действие приводит к карбонизации полимера, уменьшению в нем количества макрорадикалов [3,4].

Механические микрзацепления неровностей на контактных площадках системы инструмент – деталь ведут к массовым разрывам молекулярных цепей полимер-

ной составляющей, образованию свободных макрорадикалов и углублению разрушения. Силовой фактор, определяемый высотой выступания алмазных зерен над поверхностью связи, приводит к значительным механическим напряжениям впереди и ниже линии среза, к массовому разрыву полимерных цепей и повышению тепловой энергии.

Термоокислительная разрушка развивается из имеющихся и вновь образующихся несплошностей в ПКМ, которые являются питателем ее приконтактных объемов окислительной средой [5]. Деформации и трение, обуславливают сравнительно высокую температуру в зоне резания, углубляющую разрушение.

В зоне резания возбуждается трибоэлектричество. Хотя плотность зарядов, отнесенная ко всей обработанной поверхности ПКМ, сравнительно мала [1], игнорировать их локальное действие в процессе разрушения на участках фактической площади контакта при нарушении двойного электрического слоя [6] нельзя. Косвенным подтверждением могут служить результаты опытов [7] по получению тонких (0,02...20 мкм) полимеризованных пленок плазмохимическим методом с отщеплением водорода и со значительным накоплением свободных радикалов. То есть, электрическая энергия в микрообъемах может существенно влиять на разрушение и структурирование полимера.

Внешнее разрушение поверхностного слоя обработанной резанием поверхности ПКМ проявляется в изменении ее цвета. У темных полимерных композиционных материалов на основе эпоксидных смол она в зависимости от глубины и степени разрушения обычно становится пепельной, иногда с сероватым оттенком. У светлых слоистых пластиков, особенно у стеклопластиков, разрушенная поверхность хотя и темнеет, приобретая сероватый оттенок, но ее трудно отличить без достаточного опыта от не разрушенной поверхности.

В поверхностном слое ПКМ после алмазно-абразивной обработки возникают трещины и поры. У светлых стеклопластиков глубину механо диспергирования мы устанавливали с помощью люминисцентной дефектоскопии. На исследуемую поверхность стеклопластика наносили флуорисцирующую жидкость (керосин и ОП-10), проникающую в трещины и микротрещины. По косому срезу устанавливали толщину дефектного слоя.

Глубина разрушенного поверхностного слоя ПКМ, оцениваемая по косому срезу и свечению люминофора, достаточно для практики точно отражается эмпирической формулой

$$h = C v^x s^y K$$

Таблица 1 - Коэффициент, показатели степени в формуле глубины разрушения поверхностного слоя при обработке углепластика типа ЭЛУР

$V, \text{ м/с}$	$S, \text{ мм/мин}$	C	x	y
Разрезание				
30...40	2400...9000	9,1	0,29	0,79
Шлифование				
30...40	5000...9000	6,3	0,37	0,85
Сверление				
5...8	0,12...1,90	57,6	0,24	0,91

Подача, как фактор, определяющая действие теплоты на единицу площади контакта обрабатываемого материала, степень механодеградирования полимера и механодеградирования наполнителя влияет в среднем для трех видов резания примерно в три раза интенсивней, чем скорость резания, определяющая, главным образом, уровень температуры. Об этом свидетельствуют данные, приведенные в табл. 2.

Таблица 2 - Поправочные коэффициенты на изменение условия резания ($K = K_m K_n$)

Вид обработки	K_m			K_n	
	Угле-пластик	Стекло-пластик	Органо-стеклопластик	Алмазы	Твердый сплав
Разрезание	1,0	1,2	1,4	0,8	1,2
Шлифование	1,0	1,2	1,4	0,8	-
Сверление	1,0	1,2	1,4	0,9	1,3

Плотность дефектного слоя обработанной поверхности определяли взвешиванием на аналитических весах точно измеренных на длинноте дисковых образцов из углепластика. При кольцевом сверлении алмазно-абразивным сверлом с различной степенью износа его режущей части вырезали тонкие 0,5...1,0 мм диски из шлифованного с обеих сторон листа углепластика. Объем дефектного слоя на периферии и

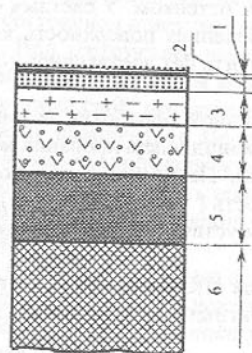


Рис.1. Схема образования дефектного и механодеградированного слоя ПКМ при алмазно-абразивной обработке: 1 - адсорбированная пленка (доли мкм); 2 - модифицированный слой (0,05 - 5 мкм); 3 - разрушенный слой (3...7 мкм); 4 - механодеградированный слой (раздробленный и разрыхленный слой (10...150 мкм); 5 - переходный слой (15...50 мкм); 6 - материнская исходная структура ПКМ.

обоих торцах достигал 15...20 % общего объема образца. При подачах до 9 м/мин плотность уменьшается, а при подачах свыше 9 м/мин плотность этого слоя вновь возрастает. Это можно объяснить изменением доли структурированного полимера, который под действием больших удельных сил резания и высокой температуры становится более плотным, чем исходный материал [7]. При больших подачах образуются прижоги и выгорают органические компоненты композита. В этих условиях образуется большой толщины структурированный и карбонизованный слой.

На основании анализа литературы [1,3,8-10] и полученных экспериментальных результатов был уточнен механизм образования поверхностного слоя обработанной поверхности полимерных композиционных материалов. Схема образования дефектного и механодеградированного слоя ПКМ показана на рис.1.

Показанные на этой схеме слои, в зависимости от условий резания, формируются в общей толщине (20...200 мкм) дефектного и механодеградированного поверхностного слоя.

Эта принципиальная схема механизма образования и формирования поверхностного слоя при алмазно-абразивной обработке высокопрочных и высокомолекулярных полимерных композиционных материалов была использована

нами при назначении критерия износа алмазосодержащего инструмента, определении рациональных режимов резания, а также в разработанных отраслевых практических рекомендациях по высокоэффективной алмазно-абразивной обработке полимерных композиционных материалов [11, 12].

Таким образом, предложен механизм образования и формирования поверхностного слоя при алмазно-абразивной обработке высокопрочных и высокомолекулярных полимерных композиционных материалов, который имеет важное прикладное значение. Поверхностный слой обработанной поверхности термореактивных ПКМ под действием механических напряжений, теплоты и окислительно-химических процессов неизбежно разрушается и механодеградирован, ухудшая эксплуатационные показатели изделий. Глубина распространения разрушения и механодеградирования в поверхностном слое зависит от условий обработки, главным образом от скорости резания и подачи, что удовлетворительно описывается двучленной формулой степенного вида. Толщина дефектного слоя в зависимости от условий резания изменяется от нескольких десятков до нескольких сотен микрометров. Схематизируя структуру поверхностного слоя, подразделили его на четыре субмикрослоя: наружный слой состоит из структурированного полимера толщиной 3...5 % общей толщины; механически уплотненный слой структурированного полимера (5...10%); разрыхленный слой механодеградированного наполнителя и разрушенного полимера (50...60%); переходной в исходную структуру ПКМ слой (30...40%).

Список литературы: 1. Дрожжин В.И. Физические особенности и закономерности процесса резания слоистых пластмасс. - Дисс... докт. техн. наук. - Харьков, 1982. - 390 с. 2. Тарасюк А.П. Пути улучшения качества характеристик поверхностного слоя при резании волокнистых полимерных композитов // Резание и инструмент в технологических системах: Международ. сб. научн. тр. - Харьков, НТУ "ХПИ", 2002. - вып. 63. - С.157-162. 3. Шепелев А.А., Сороченко В.Г. Качество поверхностного слоя полимерных композиционных материалов при алмазном шлифовании // Сучасні процеси механічної обробки інструментами з НТМ та якість поверхні деталей машин: Зб. наук. праць (серія Г "Процеси механічної обробки, верстати та інструменти") / НАН України. ІНМ ім. В.М.Бакуля. - Київ, 2003. - С.81-87. 4. Бучаченко А.Л. Стабильные радикалы. - М.: Химия, 1971. - 142 с. 5. Карпенко Г.В. Влияние среды на прочность и долговечность металлов. - Киев: Наукова думка, 1976. - 126 с. 6. Дерягин Б.В., Кротова Н.Л., Смилга В.П. Адгезия твердых тел. - М.: Наука, 1973. - 280 с. 7. Шутов А.М. Исследование электропроводности полимерных пленок, полученных в плазме тлеющего разряда. - Автореф. дисс... канд. техн. наук. - М., 1974. - (-). 8. Барамбойм М.К. Механохимия высокомолекулярных соединений. 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Химия, 1978. - 384 с. 9. Гороховский Г.А. Полимеры в технологии обработки металлов. - Киев, Наукова думка, 1975. - 223 с. 10. Хайнике Г. Трибохимия: Пер. с англ. - М.: Мир, 1987. - 584 с. 11. А.А.Шепелев, В.Г.Сороченко, Е.Л.Прудников. Резка полимерных композиционных материалов однослойными алмазными кругами // Инструментальный світ. - 2002. - №4(16). - С.29-31. 12. А.А.Шепелев, В.Г.Сороченко, Е.Л.Прудников. Шлифование полимерных композиционных материалов однослойными алмазными кругами и барабанами // Инструментальный світ. - 2003. - №1(17). - С.4-8.

Слано в редакцию 11.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Калафатова Л.П.

ВДАВЛИВАНИЕ ШТАМПА, БЛИЗКОГО К ЭЛЛИПТИЧЕСКОМУ КОЛЬЦУ, С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ

Шишканова А.А. (ЗНТУ, г. Запорожье, Украина)

The solution of three-dimensional contact problem of indentation of punch with deformed elliptical ring plan is developed taking into account friction force. The solution method is based on regularization and cubature formulae. The normal pressure distribution is obtained under the contact domain. The domain of positive pressure is defined in case of punch lift-off. The influences of ring width, height of force application, eccentricity value are researched.

1. Введение: Математическая теория решения контактных задач развита достаточно хорошо для круговых и кольцевых областей контакта [1-4]. Однако, в машиностроении в связи с погрешностями технологии изготовления, в процессе различных условий работы, воздействий агрессивной среды происходит изменение размеров и формы круговых и кольцевых элементов конструкций. Конструкторами также изначально закладывается сложная геометрия контактирующих деталей машин. Во многих практических случаях возникает необходимость решения задач с областями контакта, близкими к кольцевым. Задачи с эллиптической областью контакта и в форме эллиптического кольца рассматривались во многих работах, в частности [1, 5, 6].

В работе [7] получено без учета трения и шероховатости точное решение для кольцевой области, ограниченной линиями в форме лемнискаты Бута, которая является линией пересечения поверхности тора плоскостью, параллельной его оси, и представляет собой деформированный эллипс. Рассмотрение аналогичной задачи с учетом трения является актуальным. При трении и только при трении одновременно происходят механические, электрические, тепловые, химические и вибрационные процессы. Трение может упрочнить или разупрочнить металл, превратить золото и платину в окислы, отполировать детали или сварить их. Трение является самоорганизующимся процессом, при котором происходит разрушение поверхности или наоборот снижение износа и трения. При создании различных систем в машиностроении вопрос о трении всегда актуален, так как контактное взаимодействие сопровождается наличием трения.

Целью данной работы является решение задачи о вдавливании штампа, ограниченного линиями деформированного эллипса, с учетом трения и шероховатости.

2. Постановка задачи: Рассматривается пространственная контактная задача о вдавливании в упругое полупространство плоского штампа, близкого к кольцевому в плане. На штамп действует вертикальная сила Q и горизонтальная сила T , которая уравновешивается силой трения. Сила T приложена на расстоянии d от основания штампа.

Введем систему координат. Ось z направим перпендикулярно плоскости упругого полупространства. Начало координат совместим с центром симметрии площадки контакта. Линия действия вертикальной силы проходит через начало координат.

Задача сводится к решению системы уравнений равновесия и основного интегрального уравнения, которое при линейном законе трения [2] $\tau = \mu\sigma$ является уравнением типа Фредгольма первого рода со слабой особенностью и имеет вид

$$\frac{1-\nu^2}{\pi E} \int_S \frac{p(\rho', \theta')}{r} [1 + \varepsilon_1 \cos r, x] ds' = g(\rho, \theta), \quad (1)$$

здесь $\varepsilon_1 = \mu \tilde{\lambda}$, μ - коэффициент трения, $\tilde{\lambda} = \frac{(1-2\nu)}{2 \cdot (1-\nu)}$, ν - коэффициент Пуассона,

$p(\rho, \theta)$ - функция, характеризующая распределение нормального давления под штампом, $r^2 = \rho'^2 + \rho^2 - 2\rho \cdot \rho' \cos(\theta - \theta')$, $(\rho', \theta') \in S$, $(\rho, \theta) \in S$, $g(\rho, \theta)$ - зависит от формы поверхности штампа, его заглубления, углов поворота.

Уравнение равновесия:

$$\int_S p(\rho, \theta) ds = Q \quad (2)$$

Область контакта, двусвязная область S , ограничена лемнискатами Бута, которые, как отмечалось выше, представляют собой деформированные эллипсы. Запишем уравнения границ двусвязной области S в полярной системе координат [7]

$$\rho_1(\theta) = a(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^{1/2}; \quad \rho_2(\theta) = b(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^{1/2}, \quad (3)$$

где ε - эксцентриситет эллипсов, деформированных в лемнискаты Бута, т.е.

$$\varepsilon^2 = 1 - a_1^2 / a^2 = 1 - b_1^2 / b^2, \quad (4)$$

здесь a, b - фокальные, a_1, b_1 - малые полуоси эллипсов. Уравнения линий (3) можно представить в виде разложений по степеням ε :

$$\rho_1(\theta) = a \cdot \left[1 + \frac{1}{4} \varepsilon^2 (\cos 2\theta - 1) + \frac{\varepsilon^4}{64} (-\cos 4\theta + 4 \cos 2\theta - 3) + \dots \right]. \quad (5)$$

3. Метод решения задачи: Уравнение (1) является интегральным уравнением первого рода. Задача решения таких уравнений является некорректной по Ж. Адамару, хотя бы потому, что нарушается устойчивость решения: даже очень малые относительные ошибки правой части, ядра, метода решения могут приводить к настолько большим ошибкам, что численное решение не будет иметь практически ничего общего с точным. Например, при замене интеграла приближенными формулами, как правило, получается знакопеременная «пила» большой амплитуды. Причем, чем меньше шаг, тем больше амплитуда «пилы». Аналогичная неустойчивость имеет место при решении уравнений первого рода методом собственных функций, итераций, проекционными методами, методом преобразования Фурье и многими другими.

А.Н.Тихонов разработал новый подход, который дает устойчивые решения существенно некорректных задач, введением регуляризирующего оператора, зависящего от погрешности задания правой части или ядра оператора. Метод регуляризации А.Н.Тихонова применительно к интегральному уравнению первого рода состоит в сведении к задаче решения интегрального уравнения второго рода, которая корректна.

Регуляризация уравнения (1) приводит решение уравнения (1) к решению уравнения второго рода при $B = 0$:

$$Bp(\rho, \theta) + \frac{1-\nu^2}{\pi E} \iint_S \frac{p(\rho', \theta')}{r} [1 + \varepsilon_1 \cos r, x] ds' = g(\rho, \theta), \quad (6)$$

которое можно рассматривать как основное интегральное уравнение задачи вдавливания штампа в упругое шероховатое полупространство с учетом трения. При этом пренебрегаем вертикальными перемещениями микровыступов, обусловленных действием касательной силы. В уравнении (6) B - коэффициент, характеризующий деформационные свойства шероховатости поверхности упругого полупространства [2].

После введения замены

$$B_1 = B\pi E / ((1-\nu^2) \cdot b); \quad P(\rho, \theta) = (1-\nu^2)/(\pi E) \cdot p(\rho, \theta) \quad [2]; \quad B_1/(2\pi) = 1 - \alpha \quad [8]$$

уравнение (6) преобразуем к виду

$$(1 - \alpha) \cdot P(\rho, \theta) + \iint_S \frac{P(\rho', \theta')}{2\pi b r} \cdot \left[1 + \varepsilon_1 \frac{\rho \cos \theta - \rho' \cos \theta'}{r} \right] ds' = \frac{g(\rho, \theta)}{2\pi b}, \quad (7)$$

При приближенном решении интегрального уравнения (7) для дискретизации интегрального оператора Н.Н.Боголюбовым и Н.И.Крыловым разработан эффективный метод замены интегрального уравнения системой алгебраических уравнений, использующий средние значения искомой функции на каждом участке разбиения области интегрирования [8]. Таким образом, составлены кубатурные формулы [9]. Для устранения особенностей предложено введение разности значений искомой функции в разных точках и последующая интерполяция слагаемых, где совпадают индексы точек [8, 10].

Применяя одну из кубатурных формул по методике, приведенной в [9], получаем для численного решения основного уравнения с учетом силы трения следующие рекуррентные выражения для малых B_1 :

$$P_{k,q}^{(m+1)} = \alpha P_{k,q}^{(m)} - \sum_{i=1}^n \sum_{l=1}^p A_{il} \frac{(P_{i,l}^{(m)} - P_{k,q}^{(m)})}{2\pi b r} \left[1 + \frac{\varepsilon_1 (t_k \cos \tau_q - s_i \cos \theta_l)}{r} \right] \cdot s_i \Delta s_i \Delta \theta_l - \\ - P_{k,q}^{(m)} \sum_{i=1}^n \sum_{l=1}^p A_{il} \left[1 + \varepsilon_1 (t_k \cos \tau_q - s_i \cos \theta_l) / r \right] \cdot s_i \Delta s_i \Delta \theta_l / (2\pi b r) + \delta / (2\pi b), \quad (8) \\ P_{k,q} = \frac{(1-\nu^2)}{\pi E} P(t_k, \tau_q), \quad r^2 = t_k^2 + s_i^2 - 2t_k s_i \cos(\theta_l - \tau_q), \quad P(t_k, \tau_q) = 0, \quad (t_k, \tau_q) \notin S,$$

здесь $A_{il}=1$, в случае плоского штампа $g(\rho, \theta) = \delta$, где δ - заглубление штампа.

4. Описание результатов численного исследования: Проведены числовые расчеты конкретных примеров по методу, описанному выше, для исследования влияния ширины кольца, эксцентриситета, высоты приложения горизонтальной силы и коэффициента шероховатости на распределение нормальных давлений под штампом, представляющим деформированный эллипс в плане.

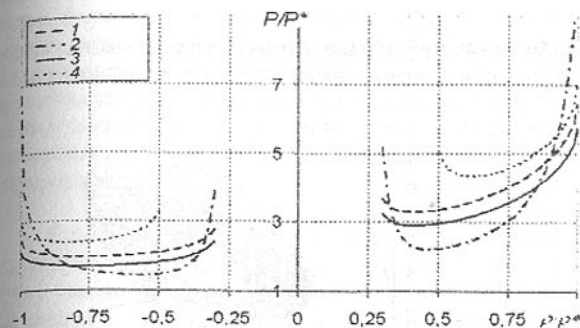


Рис. 1. Графики зависимости распределения давлений под штампом, близким эллиптическому в плане, под влиянием изменения параметров α , ε_1 , a/b .

На рис. 1 показаны графики изменения нормального давления $p(\rho, \theta)/p^*$, $p^* = Q/(2\pi b^2)$ в сечении $\theta = 0; \pi$ под штампом, ограниченным линиями с уравнениями лемнискаты Бута, в зависимости от влияния различных значений параметров. Линия 1 приведена для значений параметров $\varepsilon_1=0,057$; $d=0,7$; $\alpha=0,7$; $\varepsilon=0,8$; $a/b=0,3$. Для линии 2 значение коэффициента шероховатости $\alpha=0,999$, остальные значения параметров такие же, как для линии 1. С увеличением шероховатости упругого полупространства распределение давления становится более равномерным по площадке контакта, то есть увеличивается минимальное давление и снижается максимальное на границах площадки контакта, что совпадает с результатами в работах [2, 10]. Из сравнения линии 1 и линии 3, отличающейся значением $\varepsilon=0,65$, видно, что с уменьшением эксцентриситета нормальные давления становятся меньше. При рассмотрении линии 1 и линии 4, отличающейся значением $a/b=0,5$, можно сделать вывод, что с уменьшением ширины кольца нормальные давления возрастают, что можно объяснить уменьшением площади контакта.

Поверхности распределения давлений p/p^* под штампом с $\varepsilon=0,65$ и $\varepsilon=0,8$ приведены, соответственно, на рисунках 2, 3 при значениях безразмерных параметров $\varepsilon_1=0,057$; $d=0,7$; $\alpha=0,8$; $a/b=0,35$. Кривые равных давлений, расположенные под поверхностями давлений, показывают большую несимметричность в распределении нормальных давлений под штампом с большим значением эксцентриситета.

На рис. 4 приведены графики зависимостей нормальных давлений для различной высоты приложения горизонтальной силы d в сечении $\theta = 0; \pi$ для значений параметров $\varepsilon_1=0,057$; $\alpha=0,7$; $\varepsilon=0,8$; $a/b=0,3$. Линии 1-4 соответствуют значениям $d=0,1$; $0,5$; $0,7$; 1 ; $1,5$. Увеличение высоты приложения горизонтальной силы приводит к большей несимметричности распределения давлений, что может привести к отрыву штампа от поверхности упругого полупространства. При значении $d=1,6$ (рис. 5) появляется зона отрицательных давлений, $\varepsilon_1=0,057$; $\alpha=0,8$; $\varepsilon=0,8$; $a/b=0,35$.

Приближенный вид зоны положительных давлений изображен на рис. 6. Ввиду симметричности области контакта относительно оси Oy , верхняя половина графика изображена для $\varepsilon=0,8$, а нижняя - для $\varepsilon=0,65$. Сплошной линией показана область положительных давлений при $d=1,6$; пунктирной - $d=1,7$; штрихпунктирной - $d=1,9$.

5. **Заключение:** С помощью применения кубатурных формул, регуляризации, введения разности значений искомой функции в разных точках и последующей интерполяции

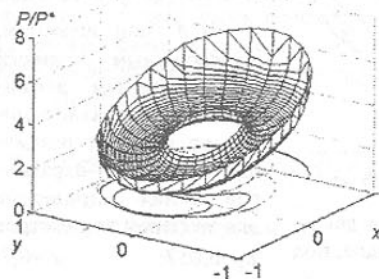


Рис. 2. Поверхность давлений под штампом; ограниченная линиями с уравнениями лемнискаты Бута, $\varepsilon=0,65$, с трением.

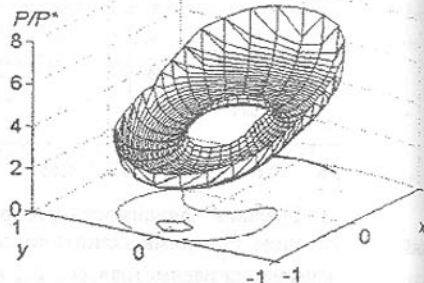


Рис. 3. Поверхность давлений под штампом, ограниченная линиями с уравнениями лемнискаты Бута, $\varepsilon=0,8$, с трением.

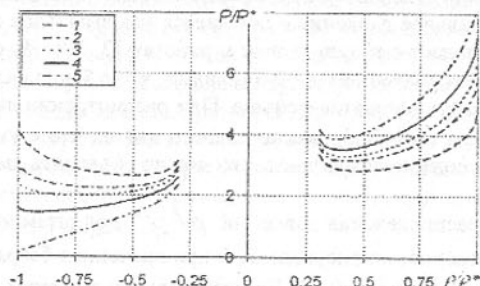


Рис. 4. Графики зависимости распределения давлений под штампом, близким к эллиптическому в плане, от высоты приложения горизонтальной силы.

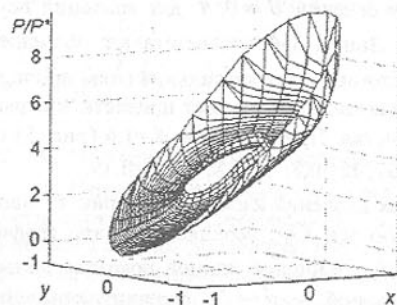


Рис. 5. Поверхность давлений под штампом, близком к эллиптическому в плане, $\varepsilon=0,8$, при отрыве штампа

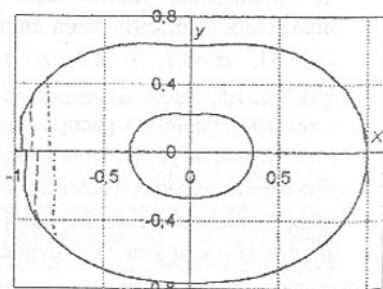


Рис. 6. Зона положительных давлений под штампом, для $\varepsilon=0,65$ и $\varepsilon=0,8$, и различной высоты приложения горизонтальной силы

слагаемых для устранения особенностей предложен метод решения контактных задач с учетом трения, шероховатости упругого полупространства. Рассмотрена задача о вдавлении штампа, имеющего форму деформированного эллиптического кольца в плане.

Приведены числовые примеры, из которых видно, что с увеличением шероховатости уменьшается максимальное и увеличивается минимальное давления. Увеличение высоты приложения горизонтальной силы приводит к большей несимметричности распределения давлений, что может привести к отрыву штампа от поверхности упругого полупространства.

Список литературы: 1. Гузь А.Н., Рудницкий В.Б. Контактная задача о давлении упругого штампа на упругое полупространство с начальными напряжениями // Прикл. Механика. 1984, т.20, №8. – С.3-11. 2. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с. 3. Москаковский В.И., Качаловская Н.Е., Голикова С.С. Контактные задачи математической теории упругости. – К.: Наукова думка, 1985, – 175 с. 4. Шишканова А.А. Приближенное решение задачи о контакте кольцевого штампа с шероховатым полупространством с использованием разложения потенциала простого слоя. // Проблемы вычислительной механики и прочности конструкций. 2003, т.7. – С.123-133 5. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. М.-Л.: ГИТТЛ, 1949, – 272 с. 6. Зайцева Т.А., Пожухов В.И. О решении пространственных контактных задач для некругового штампа // Изв. РАН, Механика твердого тела. 1994, №4. – С.62-70. 7. Zajtseva T.A. The pressure definition under the punch in shape of uncircle ring // I Ukr.-Polish conf. Theoretical foundations in civil Engineering. – Warsaw, 1993. – P.29-34 8. Канторович Л.В., К.И.Крылов. Приближенные методы высшего анализа. – М.-Л.: ГИТТЛ, 1950. – 695 с. 9. Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. – М.: Наука, 1966. – 664 с. 10. Верлань А.Ф., Сизиков В.С. Интегральные уравнения. – К.: Наукова думка, 1986. – 543 с. 11. Шишканова А.А. О методе вычисления интегралов со слабой особенностью для пространственных контактных задач // Методы розв'язання прикладних задач механіки деформованого твердого тіла. 2003, т.5, – С.127-136

Сдано в редакцию 11.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Скидан И.А.

АКУСТИЧЕСКАЯ И ЭЛЕКТРОННАЯ ЭМИССИИ ПРИ ДЕФОРМАЦИИ И РАЗРУШЕНИИ МАТЕРИАЛОВ

Шкилько А.М. (УИПА, г. Харьков, Украина)

It is represented research results of the surface state of constructive materials after plastic deformation and corrosive effects obtained by methods of acoustic and exoelectron emission. Obtained results show that the investigation of the emission effects at deformation and material destruction can be give new approach to problem of destruction.

Введение. Электрические и эмиссионные эффекты, сопровождающие сложный процесс разрушения (включаящий в себя как стадию и пластическую деформацию) изучены недостаточно хорошо. Причиной этого является большое разнообразие электрических, эмиссионных и др. явлений, связанных с процессами аккумуляции и трансформации механической энергии. Среди них образование избыточных электрических зарядов на плоскостях трещин, электрические разряды и электромагнитное излучение

в широком диапазоне (от радиочастот до видимого света), эмиссия быстрых и медленных электронов, положительных и нейтральных частиц, акустоэмиссия [1-4]. Эти разные типы эмиссии обладают рядом общих признаков, что наводит на мысль об общем механизме их генерирования и согласно [5] все перечисленные эмиссионные эффекты, сопровождающие деформацию и разрушение твердых тел, будем называть факто-эмиссией (ФЭ). Следует отметить, что этот термин связан и с другими явлениями, такими как трибоэмиссия (эмиссия частиц при трении), экзоэмиссия электронов (эмиссия электронов во время и после деформации и облучения) и ее разновидности: фото- и термостимулированная экзoeлектронная эмиссия (ФСЭЭ, ТСЭЭ), хемоэмиссия (эмиссия частиц при взаимодействии с газовой средой), эмиссия фотонов (триболюминесценция) и др.

Все эти эмиссионные эффекты наблюдаются при выполнении двух этапов экспериментальной процедуры: возбуждение и последующая релаксация. Возбуждение объекта может происходить при облучении заряженными частицами, фазовых переходах, адсорбции газов, механических воздействиях и т.д. Релаксация объекта сопровождается эмиссией электронов, ионов, фотонов, нейтральных и/или возбужденных атомов, акустической эмиссией.

В основном ФЭ обусловлена высокой концентрацией энергии, выделяемой в небольшом объеме материала при распространении микротрещин, что может привести к следующим эффектам [5]:

- зарождению центров возбуждения (эмиссионных центров) в материале;
- высоколокализованному выделению теплоты;
- эмиссии возбужденных и реакционноспособных частиц в газовой фазе;
- разделению зарядов на стенках трещин и образованию интенсивных электрических полей в изоляционных материалах;
- возникновению акустических волн.

Основными источниками акустической и экзoeлектронной эмиссии (АЭ, ЭЭ) из системы металл - оксидная (защитная) пленка можно выделить следующие:

- пластическая деформация и разрушение покрытия;
- разрушение по поверхности раздела покрытие - подложка;
- деформация основного материала (подложки) и его разрушение.

На интенсивность и кинетику АЭ и ЭЭ влияют: структурное состояние и толщина покрытия; пористость; адгезионная прочность системы покрытия - подложка; деформационно-прочностные свойства подложки.

В области материаловедения методы АЭ и ЭЭ используются при изучении процессов деформации и разрушения, фазовых превращений, коррозионного растрескивания под напряжением, водородного охрупчивания и др. В последние годы метод АЭ нашел широкое применение, как неразрушающий метод контроля, для обнаружения и определения местоположения трещин в таких конструкциях, как сосуды высокого давления, мосты, сварные изделия и авиационно-космические устройства [6,7].

В работе представлены результаты исследований системы металл - оксид, подвергнутой механическим и коррозионным воздействиям методами АЭ, ЭЭ и работы выхода электрона.

Методика эксперимента. Основы методов ФСЭЭ, ТСЭЭ, АЭ и работы выхода электрона, определяемой методом контактной разности потенциалов (КРП) и устройства для их измерения подробно описаны в работах [8-11].

В рамках одной исследовательской установки были скомбинированы устройства для измерения ЭЭ, АЭ и КРП [12]. Особенностью разработанной аппаратуры является

возможность их использования в вакууме и в атмосферных условиях. Эксперименты, описанные в данной работе, проводились в вакууме $\approx 10^{-4}$ Па. Электроны, эмитируемые при деформации и разрушении окисленных металлов, регистрировались вторичным электронным умножителем ВЭУ-6, работающим в режиме счета и имеющего эффективность $\approx 80\%$. Вход ВЭУ для повышения эффективности сбора электронов находился под напряжением +350 В относительно заземленного образца. Акустический датчик закреплялся в центре образца на обратной стороне, очищенной от оксидной пленки. Для сбора и коррелирования данных по АЭ и ЭЭ применялась стандартная техника счета импульсов, скомпонованная из унифицированных блоков ядерной электроники, выполненных в идеологии КАМАК.

Регистрировали АЭ с помощью пьезопреобразователя на основе пьезокерамики ЦТС-19 в интервале частот 0,3-1 МГц резонансным датчиком с резонансной частотой 314 кГц и широкополосным с полосой 0,3-1 МГц. Образцы деформировались со скоростью $1,8 \cdot 10^{-4}$ м/с с помощью устройства нагружения установки ИМАП-20-75 «Киргизстан».

Образцы были изготовлены из отожженного листа алюминиевого сплава D16 в виде двутавровой балки с размером рабочей части 5x25 мм. Образцы очищались в растворе $Cr_2O_5 - H_2SO_4$ и анодировались в растворе виннокислого аммония при комнатной температуре и напряжении 250 В. В результате такой процедуры образовался плотный оксид, толщиной 400 нм.

Результаты и обсуждение. Результаты измерения скорости счета АЭ и ЭЭ вдоль деформационной кривой показаны на рис. 1. Здесь же для сопоставления приведена кривая напряжение - деформация.

Для выяснения роли анодированного слоя в возникновении АЭ и ЭЭ, выполнены исследования образцов алюминиевого сплава без выращенной оксидной пленки. В упругой области кривой напряжение - деформация наблюдается небольшой пик АЭ, а интенсивность ЭЭ практически не превышает фона. В анодированных образцах при деформации до 10 % наблюдается $10^4 - 15 \cdot 10^4$ всплесков АЭ, что косвенно подтверждает определяющую роль растрескивания оксидного покрытия.

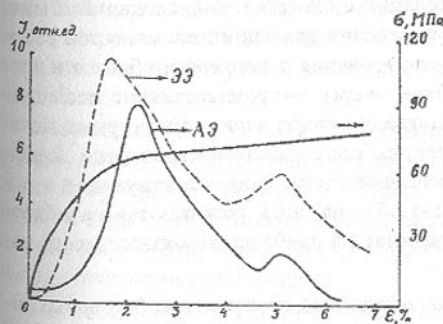


Рис. 1. Изменение интенсивности и кинетики АЭ и ЭЭ в зависимости от степени деформации

Следующее подтверждающее доказательство было получено при непосредственном наблюдении зарождения и роста трещин в оксиде с помощью оптического (увеличение 100) и электронного микроскопов и снятия спектра ЭЭ [4, 13]. Оказалось, что значительное число событий, регистрируемых методами АЭ, ЭЭ и микроскопией совпадают. Близкая корреляция между этими двумя типами эмиссии подтверждает высказанную ранее гипотезу о том, что ЭЭ, как и АЭ, вызывается растрескиванием оксидной пленки. При начальном подъеме главного пика при деформации $\approx 2\%$ оказалось, что растрескивание оксида вызывает большую интенсив-

ность ЭЭ, чем АЭ. Такое же различие наблюдается при затухании эмиссионных токов: АЭ затухает значительно быстрее, чем кривая ЭЭ, что объясняется наличием электронной эмиссии химического происхождения, возникающей при взаимодействии остаточных газов в вакуумной камере со свежесформированной поверхностью металла, полученной в результате растрескивания [14, 15].

Небольшие различия в подъеме и спаде кривых обусловлены тем обстоятельством, что трещины отличаются между собой и, соответственно, вероятность обнаружения сигналов АЭ и интенсивности экзоелектронов изменяется от трещины к трещине. Усредненные значения этих величин изменяются с ростом деформации и чрезвычайно чувствительны к свойствам оксидной пленки. Подтверждены результаты [16], свидетельствующие о том, что энергия, высвобождаемая при распространении трещин, влияет на интенсивность ЭЭ; наблюдается тенденция к испусканию большого числа частиц из тех трещин, которые выделяют большую акустическую энергию. Так, в хрупких материалах трещина распространяется со скоростью близкой к скорости звука [17], это означает, что трещины длиной 0,1 мм растут за время близкое 0,3 мкс. Следовательно, электроны эмиттируемые после прохождения пика ЭЭ покидают образец за время меньше десятых микросекунды и действительно сопровождают распространение трещины. Характер изменения кривых интенсивности ЭЭ и АЭ с увеличением нагрузки и степени деформации свидетельствует о корреляции с плотностью дислокаций и микронапряжениями. Величина и характер изменения кривых интенсивностей эмиссии, полученных в результате непрерывного сканирования поверхности образца в процессе деформации, позволяют оценить как общее энергетическое состояние исследуемых поверхностей, так и выявить места локализации наибольших структурных искажений, приводящих к последующему разрушению. Так, с увеличением степени деформации растет не только интенсивность эмиссионного тока, свидетельствующая о повышении энергии, поглощаемой поверхностью образца, но и развиваются на общем фоне отдельные пики интенсивности, указывающие на наиболее вероятные места начала разрушения.

Характер изменения кривых интенсивности ЭЭ и АЭ с увеличением нагрузки и степени деформации свидетельствует о корреляции с плотностью дислокаций и микронапряжениями [13.] Величина и характер изменения кривых интенсивностей АЭ и ЭЭ, полученных в результате непрерывного сканирования поверхности образца в процессе деформации позволяет оценить как общее энергетическое состояние исследуемых поверхностей, так и выявить места локализации наибольших структурных искажений, приводящих к последующему разрушению. Так с увеличением степени деформации растет не только интенсивность эмиссионного тока, свидетельствующая о повышении энергии, поглощаемой поверхностью образца, но и развиваются на общем фоне отдельные пики интенсивности, указывающие на наиболее вероятные места начала разрушения.

Следует отметить, что для всех образцов независимо от структуры (металлы, диэлектрики, композиты) наблюдалась общая закономерность: максимальная интенсивность в стадии разрушения и последующее затухание.

Затухание эмиссионного тока происходит после остановки вершины трещины. Тот факт, что ЭЭ и АЭ следуют за распространением трещины в оксидной пленке в субмикросекундном и микросекундном временном масштабе, позволяет говорить о

полевом или термоионном механизмах, ответственных за ЭЭ и АЭ, и послужит основой для проверки теоретических моделей, объясняющие рассмотренные эффекты во время и вслед за распространением трещины.

Авторы работы [17] при исследовании распространения трещин в стекле и кварце показали, что при этом процессе достигались температуры порядка 3000-4000 К, что приводит к термоионной эмиссии из окисла. Другим механизмом, которым можно объяснить наблюдаемые эффекты, является модель электризации трещин: распространение трещины в окисле создает разделение заряда на противоположных плоскостях трещины. Такое разделение заряда образует электрические поля, приводящие к полевой эмиссии со стенок трещины. Затухание эмиссионного тока в этом случае можно объяснить стеканием заряда на подложку. Дальнейшие исследования в этой области позволят установить связи ФЭ с различными аспектами динамического распространения трещин в материалах.

При чисто упругой деформации АЭ, как и ЭЭ, не должна возникать, поскольку освобождение упругой энергии, запасенной твердотельным объектом, не происходит, а поэтому возникновение АЭ в упругой области нагружения объекта должно свидетельствовать о появлении в материале пластически деформируемых микрообъемов, или скачкообразно развивающихся микронесплошностей. Поэтому представляет интерес изучение АЭ в этой области нагружения для оценки совершенства структуры металлов и сплавов (наличие несплошностей, развивающихся дефектов и т.д.). Предварительные исследования показали, что инородные включения создают в материале локализованные поля напряжений, что позволяет сделать следующие предположения [7, 18]:

- инородные включения, расположенные в подложке и отличающиеся от нее упругими характеристиками, являются источником сигналов АЭ, возникающей при нагружении объекта в упругой области деформации;
- минимальный размер включения, которое может быть источником сигналов АЭ, составляет 1-5 мкм;
- при наличии в материале включений нескольких видов общая интенсивность АЭ будет определяться суммой интенсивности АЭ от включений разного рода.

Исходя из вышесказанного и с учетом результатов работ [19], можно утверждать, что регистрация суммарной АЭ позволяет оценить суммарную объемную загрязненность металла включениями, независимо от характера распределения этой загрязненности по видам включений.

Исследования проводились на образцах с дефектами и без них. АЭ алюминиевых сплавов, вызванная дефектами типа инородных включений, наблюдается в упругой области. При переходе образца в область пластической деформации наблюдается АЭ большой амплитуды, которые наблюдаются на протяжении всего процесса деформации, вплоть до разрушения. Таким образом, несложно оценить вклад, вносимый в АЭ неметаллическими включениями.

Сопоставление результатов измерений суммарной АЭ и загрязненности металла НВ, выполненных металлографическим методом по ГОСТ 1778-70, позволили установить, что образцы с большим значением АЭ характеризуются и большей объемной загрязненностью как суммарной, так и по отдельным видам включений. Установлено, что с помощью АЭ можно выявить НВ размерами от 2 до 100 мкм.

Для создания коррозионностойких конструкционных материалов идут по пути их рационального легирования для получения необходимого комплекса физико-механических, технологических, ядерно-физических и других свойств. Хорошо известно, что сплавы железа с хромом имеют широкое практическое применение: при увеличении содержания хрома возрастает их сопротивление коррозии. Так, при легировании железа хромом его поверхностный потенциал резко возрастает, а экзэмиссионный ток (ТСЭЭ) при 420 К уменьшается при содержании хрома более, чем на 16 % (см. рис.) [20]. При этом резко возрастает коррозионная стойкость хромистых сталей в пароводяной среде, что свидетельствует о переходе сталей в пассивное состояние.

Важным фактором, влияющим на экзэмиссионную и акустическую активность материалов, является среда, в которой находится объект. Сравнивались значения ЭЭ и АЭ в процессе деформации алюминиевого образца до и после добавления 3,5 %-ного раствора NaCl. После десятиминутного размещения образца в растворе интенсивность АЭ и ЭЭ увеличилась соответственно на один и два порядка. Значение поверхностного потенциала уменьшилось на 0,2 эВ. Увеличение скорости роста трещин после добавления солевого раствора было не столь значительным. Отметим, что в стадии предразрушения имело место резкое увеличение интенсивности АЭ, ЭЭ и скорости роста трещин.

Одновременное воздействие агрессивной среды и механических напряжений приводит к коррозионному растрескиванию, сопровождающемуся возникновением и развитием трещин в результате разрушения защитной пленки и избирательного анодного растворения дефектных мест на поверхности напряженного металла. Рост трещин происходит потому, что локальная пластическая деформация металла у вершины трещины, вызываемая концентрацией напряжений, значительно усиливает анодное растворение металла в вершине трещины. Установлена корреляция между изменением интенсивности АЭ и ЭЭ и скоростью роста трещин.

Заключение. Метод АЭ при изучении процессов деформации и разрушения рекомендуется дополнять методами ФЭ (ЭЭ) и работы выхода электрона (поверхностной разности потенциалов), что позволяет оценить вклад поверхностных и объемных дефектов и роль оксидной пленки и адсорбционных эффектов в процессах деформации и разрушении твердотельных объектов и содействовать достоверной интерпретации АЭ. Существование или отсутствие корреляций между АЭ и ЭЭ может обеспечить информацию, которая станет определяющей при выборе механизмов, приводящих к разрушению, а также установлению глубины залегания дефектов (объем или поверхность), ответственных за возникновение АЭ и ЭЭ. Полученные результаты показывают, что изучение явлений АЭ и ЭЭ, сопровождающих деформацию и разрушение материалов и изделий, может лечь в основу нового подхода к проблеме разрушения. Кроме того, появляется возможность изучения природы металлической связи и процессов образования поверхности металлов.

Автор благодарит В.В.Борисова за помощь в проведении экспериментов. А.А.Креснина и С.А.Федорука за полезные обсуждения работы.

Список литературы: 1. Черепин В.Т., Васильев М.А. Методы и приборы для анализа поверхности материалов: Справочник. -К.: Наукова думка, 1982. -400 с. 2. То-машпольский Ю.Я. Методы электронного, фотонного и ионного зондирования // Итоги

науки и техники. Коррозия и защита от коррозии. -М.: ВИНТИ, 1984. -№ 10. -С. 167-223. 3. Иванов В.И. Применение метода акустической эмиссии для неразрушающего контроля и исследования материалов // Дефектоскопия. -1980. № 5. -С. 65-84. 4. Dickinson I.T. -dans Adhesives Chemistry -Developments and Trends. Ed par L.H.Lee. -Plenum. -1984. -P. 193-243. 5. Vigouroux I.P. Phenomenes de Fractoemission // Journal Ehimie Physique. -1987. -P. 283-287. 6. Акустическая эмиссия - новый метод неразрушающего контроля / Бородин Ю.П., Гулевский И.В., Николаичев А.Н. и др. -М.: Изд-во ЦАГИ, 1977. -110 с. 7. Грешников В.А., Дробот Ю.Б. Акустическая эмиссия. -М.: Изд-во стандартов, 1976. -272 с. 8. Кортон В.С., Слесарев А.И., Рогов В.В. Экзэмиссионный контроль поверхности деталей после обработки. -К.: Наукова думка, 1986. -170 с. 9. Шкилько А.М. Неразрушающие методы контроля металлов и узлов энергетического оборудования. -К.: ИСИО, 1994. -170 с. 10. Шкилько А.М., Креснин А.А. Применение экзэлектронной эмиссии для исследования физико-химических свойств. -Харьков: УЗПИ, 1980. -75 с. 11. Шкилько А.М., Борисов В.В., Гедзь В.А. Методы и устройства контроля поверхностных слоев конструкционных материалов // Материалы конференции «Неруйнівний контроль та технічна діагностика». -Днепропетровск, 2000. -С. 197-200. 12. Шкилько А.М., Борисов В.В. Аппаратура для исследования защитных покрытий // Сб. докладов «Вакуумные технологии и оборудование», ISVTE-4 -Харьков: ННЦ «ХФТИ», 2001. -С. 308-311. 13. Банмаков В.И., Шкилько А.М. Исследование экзэлектронной эмиссии и структуры поверхности при деформации поликристаллической меди // Украинский физический журнал. -1972. -№ 9. -С. 1451-1454. 14. Крылова И.В. Новые аспекты экзэмиссии электронов и ионов в исследованиях химии, физики и механики поверхности // Поверхность. Физика, химия, механика. -1988. -№ 1. -С. 5-26. 15. Шкилько А.М. Экзэмиссия с поверхности металл - оксид // В кн. «Экзэлектронная эмиссия и ее применение». Под ред. Кортон В.С. -Свердловск: УПИ, 1979. -С. 110-114. 16. Dickinson J.T., Snyder D.B., Donaldson E.E. Acoustic emission and electron emission during deformation of anodized aluminium // Journal of Vacuum Science and Technology. -1980. 17(1). -P. 429-432. 17. Weicher R. And Schonert K. // J.Mech. Phys. Solids. -1978. V. 26. -P. 151-155. 18. Финкель В.Н. Физические основы торможения разрушения. -М.: Металлургия, 1977. -359 с. 19. Ишкович Г.М. Раскисление стали и модифицирование неметаллических включений. -М.: Металлургия, 1981. -296 с. 20. Шкилько А.М., Гордеев С.И. Метод оценки коррозионной стойкости защитных покрытий // Тез. докл. Респ. научн.-техн. конф. «Применение поверхностно-активных веществ при электрокристаллизации металлов». -Днепропетровск: ДГУ, 1987. -С. 82-83.

Слано в редакцию 11.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

ОСОБЛИВОСТІ ДЕГРАДАЦІЙ ТРУБ ПАРОПЕРЕГРІВНИКІВ КОТЛА ТЕС ІЗ СТАЛІ 12Х18Н10Т

Мелехов Р.К., Круцан Г.М. (Фізико-механічний інститут НАН України, Львів),
Тубілевич К., Дудек П. (Політехніка Ченстоховська, Ченстохова, Польща)

The problem of degradation and damage of steam superheater tubes made of austenitic chromium-nickel steel under field condition of high-pressure power-station boilers and also as result of bending and heat treatment of tubes are described. The role sensitization and partially of sigmatization of austenitic steel in embrittlement tubes are analyzed.

В котлах високого тиску енергоблоків 200 МВт у вихідних ступенях пароперегрівників використовуються труби (в основному $\varnothing 38 \times 4$ мм) із аустенітної сталі 12Х18Н12Т, що обґрунтовується вищою жаротривкістю цієї сталі порівняно із перлітними сталями, наприклад, 12Х1МФ, 12Х2МФСР та інш. [1-5].

В комбінованих зварних з'єднаннях труб пароперегрівників перлітна-аустенітна сталь інтенсивнішої газової корозії зазнає низьколегована Cr-Mo-V сталь, що призводить до розривів в результаті локальної пластичної деформації металу в місцях зменшеної товщини стінки за рахунок корозійної втрати металу (рис. 1) або ж до квазікрихкого руйнування у пришовній зоні комбінованих стиків (рис. 2) [1,6]. Останній вид руйнування зумовлений дифузійним перерозподілом вуглецю в комбінованому зварному з'єднанні, тобто збідненям вуглецем приграничної зони сталі 12Х1МФ, чому сприяє також абсорбований водень, та її структурними змінами – виділенням вторинних фаз, укрупненням зерна, локальним зневуглецюванням [7,8].

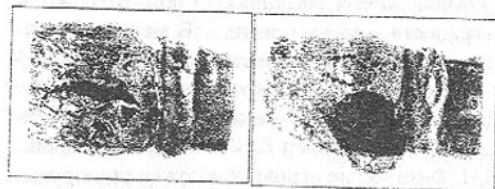


Рис. 1. Розрив труби $\varnothing 38 \times 4$ мм із сталі 12Х1МФ комбінованого стику пароперегрівника котла ТП-100 (зварювання ремонтне) в результаті потоншення товщини стінки

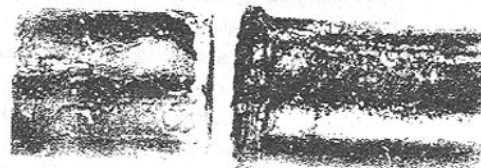


Рис. 2. Розрив в пришовній зоні труби із сталі 12Х1МФ пароперегрівника котла ТП-100 (зварювання контактне на котлобудівному заводі)

Іноді з метою підвищення жаротривкості теплообмінних поверхонь котлів проводиться заміна частини труб пароперегрівника, які за проектом повинні виготовлятися із перлітної сталі, на труби із аустенітної сталі, як це показано, наприклад, на рис. 3, де ділянка І, за проектом із сталі 12Х1МФ, замінена на трубу із сталі 12Х18Н12Т. Така заміна добре справдилася щодо жароопірності: на рис. 1 видно наслідки інтенсивної газової корозії труби із перлітної сталі, тоді як труба із аустенітної сталі практично не зазнала втрати металу або ж локальних пошкоджень протягом експлуатації понад 120 тис. годин.

Але суттєвою проблемою, виникаючою перш за все при порушенні технології зварювання, термічної обробки або ж перегрівання під час експлуатації труб із аустенітної сталі є їх локальна сенсibiлізація, а іноді і

так звана низькотемпературна сигматизація [1-3,9].

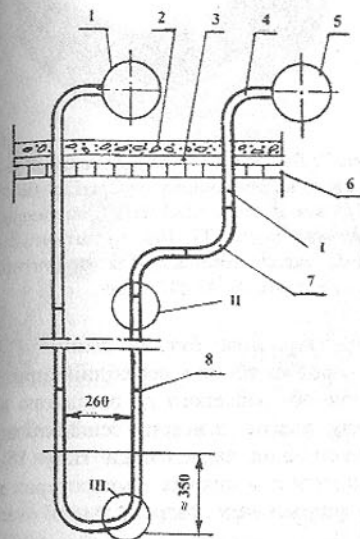


Рис. 3. Схема петлі пароперегрівника котла ТП-100: 1 – вихідний колектор; 2 – шар бетону зовнішньої обудови котла; 3 – шар азбесту; 4 – згин, який згідно з проектом повинен бути виготовлений із сталі 12Х1МФ; 5 – вихідний колектор; 6 – шар термостійкої цегли; 7 – коліно із сталі 12Х18Н12Т; 8 – U-коліно із сталі 12Х1МФ

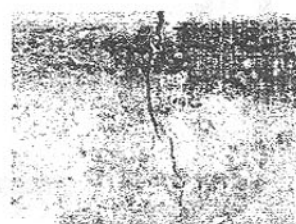


Рис. 4. Тріщини в сталі 12Х18Н12Т комбінованого стику труб $\varnothing 38 \times 4$ мм із сталей 12Х1МФ та 12Х18Н12Т, що утворились після понад 120 тис. годин експлуатації (котел ТП-100)

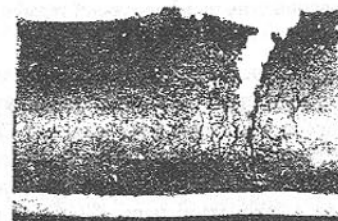


Рис. 5. Пошкодження в результаті МКК труби $\varnothing 42 \times 4,5$ мм із сталі 12Х18Н12Т в зоні U-згину після 84 221 години експлуатації котла Углерської ТЕС (за висновком експертів деградація структури відбулася в результаті недосконалої термообробки коліна на котлобудівному заводі)

Сенсибілізація аустенітної сталі типу 18-12 згідно з домінуючою концепцією полягає на виділенні на границях зерен карбідів типу Cr_{23}C_6 або Me_7C_3 , яке відбувається при температурах $600-700^\circ\text{C}$, в результаті чого приграничні зони зерен збіднюються хромом. Тобто вирішальним фактором цього процесу є фактор температурно-часовий, незважаючи навіть на досконалу стабілізацію сталі шляхом введення титану, який зв'язує вуглець у карбіди, термодинамічно стабільні до відповідної температури. Сигматизація ж полягає на утворенні інтерметалідних з'єднань - σ -фази (Fe, Cr) при температурах вищих від $\approx 650^\circ\text{C}$ [4,8,9]. Наслідком такої дестабілізації структури може бути міжкристалітна корозія (МКК) під дією специфічних середовищ або ж крихке механічне руйнування деградованої сталі (рис.5).

Значний вплив у цьому відношенні на метастабільну сталь типу 18-12 окрім температури має наклеп металу, наприклад під час формування U-згинів (рис. 3,6). З метою зменшення залишкових напружень та аустенізації структури деформованих ділянок труб технологією передбачено проведення місцевої термічної обробки. На рис. 6 ці ділянки мають темний колір. Але при недосконалому виконанні термічної обробки

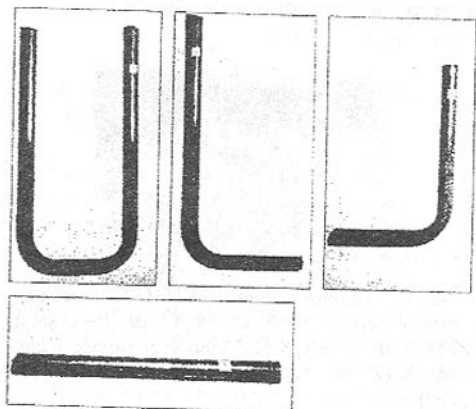


Рис. 6. Згини труб $\varnothing 38 \times 4$ мм пароперегрівників та комбінований стик після локальної термічної обробки

суттєво прискорює сенсibiлізацію, яка може проходити при нижчих температурах від визначених експериментально під час дослідження фазових перетворень данної сталі і приведених в технічній літературі ($600-700^\circ\text{C}$) [10,11].

Але труби із аустенітної сталі навіть після досконалої стабілізації структури в робочих умовах в'язанок труб на виході газів з топki можуть зазнавати перегрівання до 700°C (при температурі пари 570°C), а у випадку зниження навантаження котла при одночасному зберженні температури перегрітої пари температура метали може досягати навіть 750°C [4]. Крім того, труби пароперегрівника протягом дуже короткого часу працюють в так званому безпаровому режимі. Усі ці температурні відхилення згубно впливають на структуру сталі типу 18-12, яка дуже чутлива до теплового фактора. Тому заміна труб із перлітної сталі на сталь аустенітну не гарантує від пошкоджень в результаті локальної структурної деградації сталі, хоча жароопірність труб значно зростає, що практично виключає можливість розривів за рахунок зменшення товщини стінки труби при газовій корозії протягом розрахункового ресурсу пароперегрівника.

Прикладом інтенсивної сенсibiлізації і одночасної рідко викривальної в умовах експлуатаційних сигматизації, так званої низькотемпературної, може бути руйнування шляхом утворення наскрізних тріщин в трубах $\varnothing 38 \times 4$ мм із сталі 12X18H12T ($C \leq 0,12\%$; $Si \leq 0,8$; $Mn \leq 2,0$; $17-19 Cr$; $11-13 Ni$; $Ti \geq 5 \times \%C$) окремих пакетів вихідної частини вторинного пароперегрівника котла ТП-100 № 6 Бурштинської ТЕС в так званій необігрівальній зоні, в яких температура пари досягає 540°C (рис. 7). Подібні пошкодження труб вторинного пароперегрівника котла № 3 в необігрівальній зоні на цій ТЕС мали місце в 1989 році після напрацювання понад 100 тис. годин, що було віднесено за рахунок порушення технології термообробки гнутих ділянок труб [12].

В приведеному випадку зміною структури аустенітної сталі охоплений метал від зовнішньої поверхні в необігрівальній зоні приблизно на рівні цегляної кладки стелі котла (рис. 3) приблизно до 1/3 периметра труби, при чому деградація шару металу в лобовій частині відбулася майже на всю товщину стінки труби (рис. 7). Структура деградованого металу характеризується суттєвим ростом зерен, на границях яких виділилась ве-

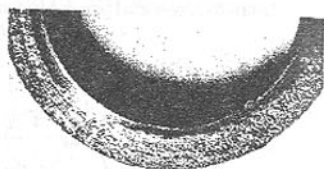


Рис. 7. Вид металу в зоні локальної деградації в поперечному перерізі труби $\varnothing 38 \times 4$ мм із сталі 12X18H12T пароперегрівника котла ТП-100 Бурштинської ТЕС, експлуатованої після ремонтної заміни протягом 42 807 годин

структура може бути не повністю зрівноважена або ж в перехідній зоні від термообробленого до вихідного металу навіть зазнавати сенсibiлізації. Механічний наклеп сталі типу 18-12

лика кількість вторинних фаз двох видів: збагачених хромом і збагачених нікелем (рис. 8).

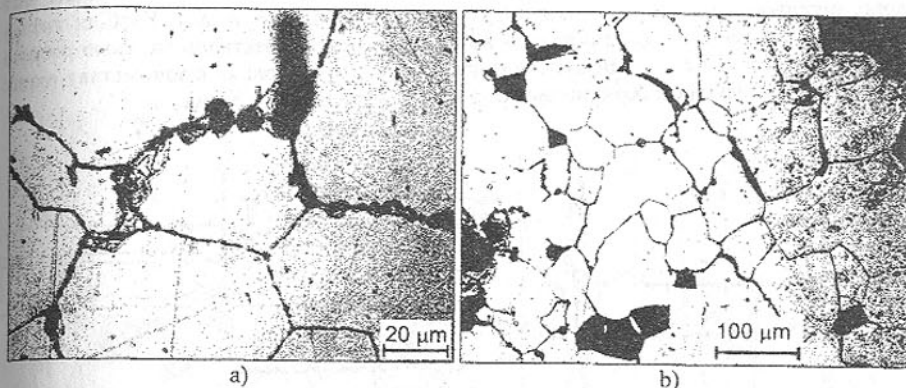


Рис. 8. Структура сталі (за рис. 7) в зоні деградації (а) і в перехідній зоні до структури не деградованої (б)

В металі зерен, приграничних з виділеннями, збагаченими хромом (з усередненим вмістом 34% Cr і 6% Ni) концентрація хрому знижена (менше $\approx 10\%$) порівняно з концентрацією в матриці, де вона не нижча від $\approx 17\%$. Про це свідчить розподілення концентрації хрому в деградованому металі при скануванні поперек границь зерен під час досліджень на рентгєнівському мікроаналізаторі CAMEBAX-MBX (рис. 9, крива 3 в зоні II на рис. 10). Метал цієї зони зазнав окислення під час експлуатації в результаті зниження концентрації хрому понад критичну, яка приблизно досягає 12% [1,10,11]. Фаза, що відповідає максимальному вмісту хрому на сканограмі 3 рис. 10 ідентифікована рентгєноструктурним аналізом як карбід $Cr_{23}C_6$.

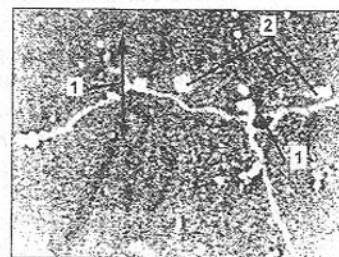


Рис. 9. Фотографія в поглинутих електронах структури деградованої сталі 12X18H12T (рентгєнівський мікроаналізатор CAMEBAX-MBX)

На відміну від попереднього, метал при границях зерен біля виділень, збагачених нікелем (сканограма 4 зони 4 на рис. 10), не зазнав окислення, тоді як окислювались самі міжзеренні виділення, що було встановлено металографічними дослідженнями при великих збільшеннях. За результатами рентгєноструктурного і локального рентгєноспектрального аналізу та металографічних досліджень ряд глобулярних виділень на границях зерен, а також окремих виділень в тілі зерен ідентифіковано як σ -фаза.

Тому виникає припущення, що процес окрихчування границь зерен є довготривалим: під час першого етапу на границях зерен утворюються карбіди, які поступово, але частково, перетворюються в частинки σ -фази, оточені карбідами титану. Карбіди титану, досить рівномірно розподілені в сталі не експлуатованій, практично так само розподілені в зоні металу не здеградованого пошкодженої труби, тоді як в зоні металу окрихченого вони у більшості розчинились (відповідно сканограми a, b, c на рис. 11).

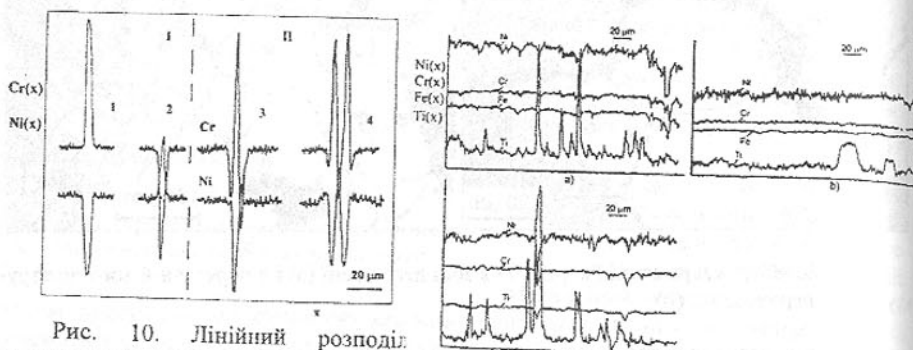


Рис. 10. Лінійний розподіл концентрації хрому і нікелю в матеріалі труби (за рис. 7) в зоні металу не деградованого (I) і металу деградованого (II). Як приклад приведено характерний розподіл елементів на 4 відрізках сканограм впоперек границь зерен

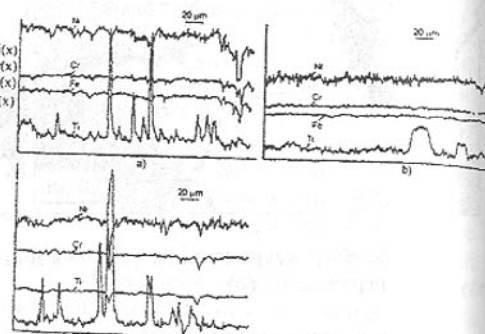


Рис. 11. Лінійний розподіл концентрації елементів в матеріалі труби із сталі 12X18H12T паро-перегрівника котла ТП-100: а – метал не експлуатований; б – зона не деградованого металу труби (за рис. 7) і здеградованого (с)

В оточенні навколо великих виділень складного хімічного складу, розміщених переважно на границях зерен, спостерігаються ямки травлення дислокацій, концентрація яких відбулася шляхом їх переміщення до границь в процесі рекристалізаційного росту зерен (рис. 12). Рух дислокацій сприяв також водень, концентрація якого, але тільки залишкового, зв'язаного в частинки метану, водню молекулярного, а також атомарного водню в хмарах Котрела на дислокаціях, є досить висока – досягає ≈ 12 ppm в окремих пунктах аналізу (рис. 13). Зрозуміло, що *in situ* концентрація окисленого водню була значно вищою, оскільки застосований мас-спектральний метод локального аналізу за допомогою мікроаналізатора Ехо-4 [4] не давав можливості хоча б приблизного врахування концентрації водню, десорбованого до початку аналізу. Причиною повстання МКК деградованого металу труб пароперегрівника можуть бути процеси ванадієвої, сульфатно-кисневої або сірководневої корозії із боку толки [4], а також дія вологого середовища з підвищеним рН під час охолодження котла і омивання труб водою із зовні. Узасаднення останнього можуть бути вимірювання рН витяжок при 23°C (рН 6,11) з бетону (рН 7,76), азбесту (рН 8,78), бетону з азбестом (рН 8,42), поперу з поверхні труб (рН 9,02) та меленої цегли (рН 7,42), тобто субстанцій, при зволоженні яких на ділянці пошкодженого металу труб може стікати середовище з вказаними величинами рН. Подібний процес був виявлений авторами [13] при корозійному розтріскуванні згинів необігрівальних труб із сталі 20, коли на метал діяло піддуження

середовище, що утворювалось при взаємодії вологи з матеріалом теплової ізоляції під час простоювання котла.

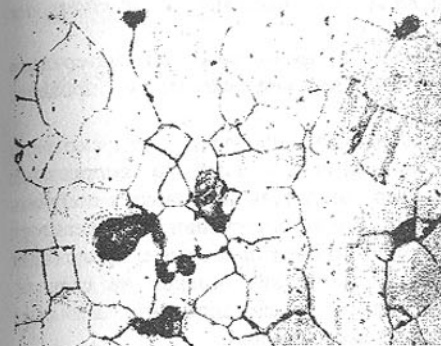


Рис. 12. Характерні виділення вторинних фаз на границях трьох зерен в зоні деградованої структури (за рис. 7)

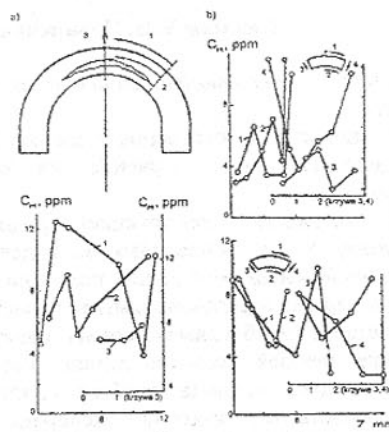


Рис. 13. Типовий розподіл концентрації залишкового водню в зоні деградованого металу труби пароперегрівника (за рис. 7)

Перелік літератури: 1. Мелехов Р.К., Похмурський В.І. Конструкційні матеріали енергетичного обладнання. - К.: Наук. думка, 2003. - 384с. 2. Бугай Н.В., Березина Т.Г., Трунин І.І. Работоспособность и долговечность металла энергетического оборудования. - М.: Энергоиздат, 1994. - 272с. 3. Антикайн П.А. Металлы и расчёт на прочность котлов и трубопроводов. - М.: Энергоиздат, 1990. - 272с. 4. Вайнман А.Б., Мелехов Р.К., Смилян О.Д. Водородное охрупчивание элементов котлов высокого давления. - К.: Наук. думка, 1990. - 272с. 5. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник/ Под ред. В.А. Григорьева, В.М.Зорина. - М.: Энергоиздат, 1982. - 624с. 6. Kruczek S. Kotły. Konstrukcje i obliczenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001. - 659s. 7. Мелехов Р.К., Смилян О.Д., Гирный С.И., Марчак И.И. Растрескивание комбинированных стыков труб пароперегревателя котла ТП-100. Физ.-хим. механика материалов 1990. - № 4. - С. 105,106. 8. Похмурський В.І., Мелехов Р.К., Круцан Г.М., Здановський В.Г. Корозійно-механічне руйнування зварних конструкцій. - К.: Наук. думка, 1995. - 262с. 9. Металлография железа. Том II. Структура сталей. М.: Металлургия, 1972. - 284с. 10. Чигал В. Межкристаллитная коррозия нержавеющей сталей. - Ленинград: Химия, 1969. - 232с. 11. Hebsled G. The stress corrosion cracking of sensitized austenitic stainless steels and nickel-base alloys. Corrosion Science 1980, No.2. - P.243-268. 12. Мелехов Р.К., Василик А.В. Об одной из причин возникновения межкристаллитных трещин в парогенерирующей трубе из стали 12X18H12T. Физ.-хим. механика материалов 1984, № 4. - С. 97,98. 13. Минц И.И., Закомалдина С.А. Причины разрушения гибов необогреваемых котельных труб из стали 20 по растянутой зоне. Теплоэнергетика 1984, № 5. - С. 51-53.

Сдано в редакцію 14.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ МАШИН, СОДЕРЖАЩИХ КОНВЕКТИВНЫЕ УЗЛЫ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ.

Павлыш В.Н. Перинская Е.В. (ДонНТУ, г. Донецк Украина).

The results of mathematical modeling of machines with additional constructions are presented.

Технология изготовления ряда необходимых в промышленности материалов предусматривает их получение из суспензий, перемешиваемых в процессе производства.

В частности, конструкцией ряда электронных приборов предусмотрено применение узлов, основанных на изделиях из марганец - цинковых ферритовых порошков. Применяемый для их получения реактор - осадитель не позволяет получать осадки с хорошо воспроизводимыми свойствами без его реконструкции, т.к. в реакторе не достигается необходимая степень однородности компонентов в осадке, происходит залегание твердой фазы на дне, наблюдается налипание осадков на стенках. Реконструкция аппарата требует соответствующего обоснования, что вызывает необходимость теоретических и экспериментальных исследований.

Вопросами совершенствования технологии и методов исследования процессов и аппаратов посвящены работы ряда отечественных и зарубежных авторов. Большой вклад в решение проблемы внесли работы, выполненные под руководством академика В.В.Кафарова (БирюковД.П., ДороховИ.Н., ЕременкоВ.В. и др.), где рассмотрены конструкции аппаратов и методы расчета параметров, теоретические и технологические основы процессов [4,5,6].

Вместе с тем, остается ряд нерешенных задач в области оптимизации параметров и совершенствования конструкций аппаратов, одним из эффективных методов исследования является метод математического моделирования, позволяющий получить с помощью ЭВМ достаточно широкий набор данных о моделируемом объекте без проведения длительных и дорогостоящих натурных исследований [1,2].

Рассмотрим моделирование машин данного типа на примере реактора для получения ферритового порошка.

В работах [8,9] рассмотрена общая постановка задачи и исходная математическая модель. Количественные характеристики для идентификации модели приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Таблица числовых характеристик

Исходные растворы, г/л					Состав смеси (сульфатов) г/л					Содержание твердой в суспензии, г/л			
120	190	160	90	200	179,7	55,5	19,9	2,5	10,0	75,4	23,3	8,3	1,0
123	200	170	100	210	185,3	57,3	20,6	2,5	10,0	78,6	24,3	8,6	1,0
125	210	180	110	220	189,9	58,7	21,0	2,6	10,0	82,1	25,4	9,0	1,1

Удельная поверхность: $S=0,13... 0,25\text{м}^2/\text{г}$

Гранулометрический состав: 5-10мк-4%, 10-20мк-11%, 20-30мк-15%, 30-40мк-23%, 50-60мк-13%, 60-70мк-8%, 70-80мк-4,5%, 80-100мк-2%, 100-120мк-1,5%

В основу модели положено уравнение конвективной диффузии в прямоугольной области, представляющей осевое сечение реактора. Уравнение в безразмерных величинах имеет вид: [1,2,4,5,6]

$$\frac{1}{t} \frac{\partial C}{\partial t} = \frac{1}{l \cdot h} \frac{\partial \Psi}{\partial y} \frac{\partial C}{\partial y} - \frac{1}{l \cdot h} \frac{\partial \Psi}{\partial y} \frac{\partial C}{\partial x} + \frac{D_L}{l^2} \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{D_H}{h^2} \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + f_1 + f_2 + f_3 \quad (1)$$

$$0 < x < 1, \quad 0 < y < 1, \quad 0 < t < 1$$

Начальное условие:

$$C(x, y, 0) = C_0 \quad (2)$$

Граничные условия при отсутствии обмена с внешней средой:

$$C_x(0, y, t) = C_x(1, y, t) = 0 \quad (3)$$

$$C_y(x, 0, t) = C_y(x, 1, t) = 0$$

Функции f_i имеют вид:

$$f_1 = \begin{cases} 0 & x \neq x_1, \quad y \neq y_1 \\ \frac{Q_1 \cdot (C_1 + C_2 + C_3 + C_4)}{V_1} & x = x_1, \quad y = y_1 \end{cases} \quad (4)$$

$$f_2 = \begin{cases} 0 & x \neq x_2, \quad y \neq y_2 \\ \frac{Q_2 \cdot C_5}{V_1} & x = x_2, \quad y = y_2 \end{cases} \quad (5)$$

$$f_3 = \begin{cases} 0 & x \neq x_3, \quad y \neq y_3 \\ -\frac{Q \cdot C}{V_1} & x = x_3, \quad y = y_3 \end{cases} \quad (6)$$

Функция тока $\Psi(x, y)$ определяется из решения краевой задачи

$$\frac{1}{l^2} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{1}{h^2} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} = \mu(x, y) \quad (7)$$

$$0 < x < 1, \quad 0 < y < 1$$

$$\mu(x, y) = \begin{cases} \frac{W}{V_1} & x = x_0, \quad y = y_0 \\ \frac{W}{V_1 \cdot FN \cdot (l^2 \cdot (x - x_0)^2 + h^2 \cdot (y - y_0)^2)} & x \neq x_0, \quad y \neq y_0 \end{cases} \quad (8)$$

$$\Psi(x, 0) = \Psi(x, 1) = \Psi(0, y) = \Psi(1, y) = 0 \quad (9)$$

Представленная система описывает процессы распределения твердой фазы при конвективном перемешивании суспензии в цилиндре.

Переменные, указанные в уравнениях, имеют следующий смысл:

x, y - координаты пространства, безразмерные величины; t - время, с; C - концентрация твердой фазы в рабочем объеме цилиндра, содержащего суспензию, г/см³; l - максимальный размер по оси X (радиус цилиндра), см; h - максимальный размер по оси Y (высота цилиндра), см; V_1 - площадь поперечного сечения цилиндра, см²; D_L, D_H - коэффициенты продольной и поперечной диффузии, безразмерные величины; f_1, f_2 - функции, отражающие точечные источники твердой фазы, если они есть, г/(с·см); f_3 - функция, отражающая отток суспензии, г/(с·см); C_0 - начальное распределение концентрации твердой фазы, г/см³; $(x_i, y_i)(x_2, y_2)$ - координаты точечных источников;

(x_3, y_3) - координаты точечного оттока; Q_1, Q_2 - интенсивность источников, $\text{см}^3/\text{с}$; C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 - характеристики источников (концентрация), $\text{г}/\text{см}^3$; Q - интенсивность оттока ($Q=Q_1+Q_2$) $\text{см}^3/\text{с}$; C - характеристика оттока, $\text{г}/\text{см}^3$; T - время исследования процесса, с ; W - угловая скорость вращения лопасти, если в рабочем объеме устанавливается устойчиво конвективное перемешивание (при его отсутствии $W=0$), $\text{об}/\text{с}$; x_0, y_0 - координаты источника вращения; FN - вязкость суспензии, безразмерная величина.

Для исследования на ЭВМ гидродинамических параметров разработана программная модель [3,8,9,10]

На рис. 1 приведена блок-схема программы.

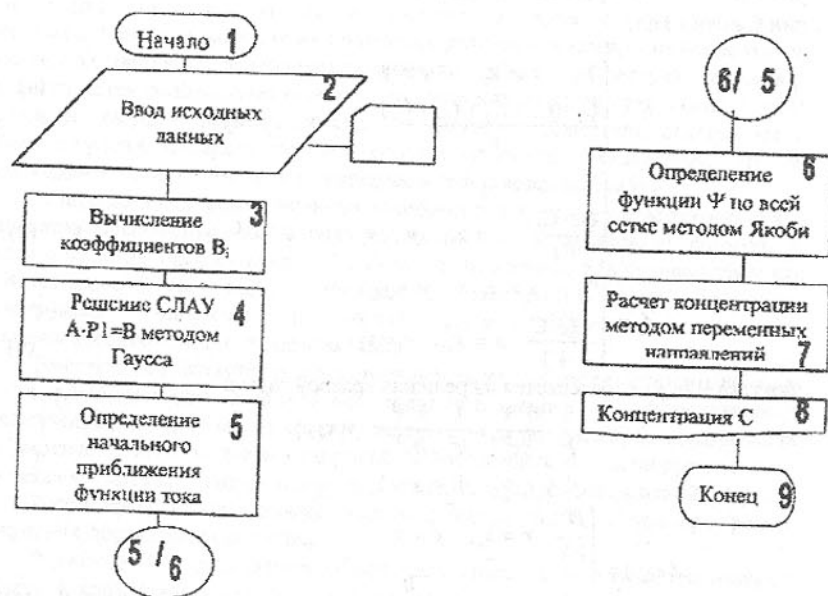


Рис.1. Блок-схема алгоритма численного решения задачи о распределении концентрации раствора в химическом реакторе

Назначение программы - численное решение задачи о распределении концентрации раствора в химическом реакторе (1) - (6).

Начиная работу, программа вводит исходные данные: R - радиус реактора; H - высота реактора; $TMAX$ - время работы реактора; Hx, Hy, Ht - шаг по оси x , оси y , и по времени; $EV1, EV2$ - окрестности точки (x_0, y_0); x_1, y_1 и x_3, y_3 - координаты источников; W - угловая скорость вращения мешалки; FN - вязкость раствора в реакторе; Co - начальное значение концентрации; Q_1, Q_2 - интенсивность поступления растворов в реактор; D_x, D_y - коэффициенты соответственно продольной и поперечной диффузии.

После формирования матриц A и B системы линейных алгебраических уравнений $A \cdot P_1 = B$, ее решают методом Гаусса, результаты решения выводятся на печать, по полученным числовым данным в программе определяются значения функции тока V_{ij}

на крупной сетке, а затем формируется начальное приближение функции тока [3,4]. Функции тока $\Psi(x, y)$ определяется из решения краевой задачи (7) - (9). Процесс решения заканчивается при достижении заданной точности ER .

Результаты решения краевой задачи выводятся на печать. Работа программной модели завершается по истечении модельного времени.

На печать выводятся: 1) исходные данные; 2) начальное приближение для функции тока P_1 ; 3) значение функции тока V ; 4) распределение исследуемой величины C по истечении времени $TMAX$.

Порядок моделирования с использованием программной модели.

Для решения задачи моделирования программа требует исходные данные: R - радиус цилиндра см ; H - высота цилиндра см ; $TMAX$ - время исследования процесса, с ; Hx, Hy, Ht - шаг по осям x, y, t ; $EV1, EV2$ - окрестности точки (x_0, y_0); ER - требуемая точность решения; (x_0, y_0) - координаты лопасти мешалки; (x_1, y_1), (x_2, y_2) - координаты источников; (x_3, y_3) - координаты оттока; VI - площадь поперечного сечения исследуемого цилиндра, см^2 ; W - угловая скорость вращения перемешивателя, $\text{об}/\text{с}$; FN - вязкость суспензии; Co - начальное распределение концентрации, $\text{г}/\text{см}^3$; Q_1, Q_2 - интенсивности источников, $\text{см}^3/\text{с}$; C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 - характеристики источников твердой фазы (концентрация);

Последовательность вводимых данных строго определена, и изменить ее без изменения программы нельзя

Приведенный вариант программы просчитан для следующих значений: $R=100\text{см}$, $H=200\text{см}$, $TMAX=3600\text{с}$, $Hx=0,05$, $Hy=0,05$, $Ht=0,0125$, $EV1=0,11$, $EV2=0,027$, $ER=0,01$, $X0=0,5$, $Y0=0,275$, $X1=0,25$, $Y1=0,15$, $V1=40000\text{см}^2$, $X2=0,75$, $Y2=0,15$, $X3=0,8$, $Y3=0,8$, $W=200\text{об}/\text{с}$, $FN=1$, $Co=0,04\text{г}/\text{см}^3$, $C1=0,1853\text{г}/\text{см}^3$, $C2=0,0206\text{г}/\text{см}^3$, $C3=0,0573\text{г}/\text{см}^3$, $C4=0,0025\text{г}/\text{см}^3$, $C5=0,21\text{г}/\text{см}^3$, $Q1=417\text{см}^3/\text{с}$, $Q2=667\text{см}^3/\text{с}$, $AL=0,05$, $DN=0,05$.

Результаты выводятся на печать в виде таблиц, снабженных комментариями, что упрощает их обработку. Концентрация твердой фазы печатается в виде таблицы 20×20 , что соответствует сетке, представляющей сечение реактора. По этим данным строятся кривые равного уровня, причем отрицательные значения опускаются (они соответствуют наличию «вихрей»).

Результаты моделирования и практические рекомендации.

В процессе математического моделирования работы реактора ставились 2 основные задачи: 1) задача идентификация математической модели; 2) задача собственно моделирования, направленная как на поиск путей совершенствования параметров реактора, так и на исследование режимов и характеристик имеющейся аппаратуры.

Для решения первой задачи были проведены машинные эксперименты, позволившие подобрать такие параметры модели, при которых в соответствии с данными табл. 1. в течении 60 мин. концентрация твердой фазы в суспензии достигала в среднем $112,5\text{г}/\text{л}$ (в пределах $108,0...117,6\text{г}/\text{л}$). Задание полученных значений коэффициентов модели служит основанием к тому, чтобы в дальнейшем применять данную программную модель к исследованию аналогичных реакторов.

В плане поиска путей совершенствования параметров реактора данная модель позволяет исследовать гидродинамические параметры реактора: положение источников входных веществ, положение и скорость вращения лопасти мешалки.

На рис.2 приведены результаты моделирования вариантов положения источников реагентов, которые показывают, что гидродинамические показатели реактора будут наилучшими, если источники находятся в общей точке.

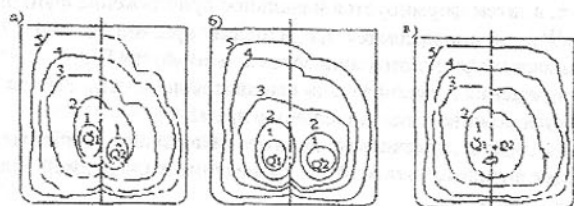


Рис.2. Распределение концентраций твердой фазы для различных положений источников реагентов а) несовпадающие случайные координаты, б) несовпадающее симметричное положение, в) расположение в общей точке. Линия 1 соответствует 70 г/л, шаг построения - 10 г/л.

На рис.3 приведены результаты моделирования вариантов с различной скоростью вращения лопасти при постоянном ее положении на расстоянии в четверть высоты реактора от его дна.

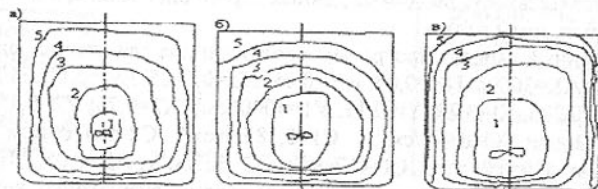


Рис.3. Распределение концентраций твердой фазы при различных скоростях вращения лопасти (безмерных единицах) а) $U=200$ об/мин, б) $U=280$ об/мин, в) $W=360$ об/мин

В этом случае следует сделать вывод о том, что скорость вращения в 180 об/мин, реализованная в работающих аппаратах, не является достаточной для обеспечения эффективного перемешивания, требуемая скорость 350-400 об/мин для данного типа реакторов [5-7]. На рис.4 приведены результаты моделирования различных положений лопасти мешалки, которые показывают, что наиболее благоприятный гидродинамический режим обеспечивается, когда лопасть максимально приближена к дну реактора.

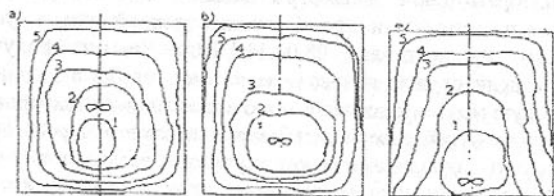


Рис.4. Распределение концентрации твердой фазы при различных положениях лопасти, а) в центре реактора, б) в четверть высоты, в) в природной зоне.

С целью улучшения гидродинамических характеристик и качества конечного продукта в конструкцию машин вводятся дополнительные элементы.

Для дальнейшего исследования процесса работы реактора было предложено моделирование реактора ЛенНИИХиммаш, обеспечивающего скорость вращения лопасти 730 об/мин, поступление реагентов по общей трубе и имеющего конусообразный диффузор, под которым располагается мешалка. На рис.5 приводится схематическое изображение сечения аппарата и схема для математического моделирования (диффузор моделируется отдельными непроницаемыми полосками).

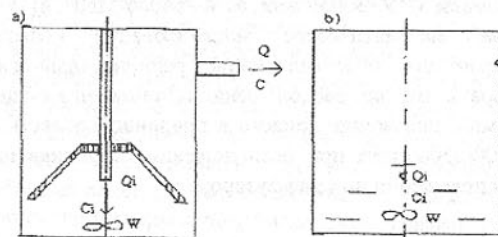


Рис.5. Схема моделирования реактора с диффузором а) схематическое представление реактора для моделирования б) моделируемая схема

Целью моделирования было установление влияния скорости вращения лопасти и положения источника на гидродинамические характеристики реактора.

Необходимость вариации скорости вращения лопасти объясняется тем, что при излишне высокой скорости вращения есть опасность разрушения кристаллов выходного вещества. Моделирование осуществлялось для скорости 340 об/мин; 550 об/мин; 730 об/мин и для положения источников под диффузором и над ним. На рис. 6, 7 приведены результаты моделирования этих вариантов.

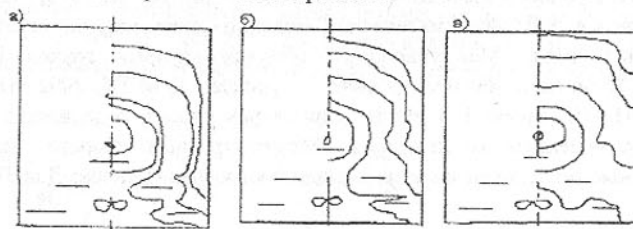


Рис. 6. Распределение концентрации твердой фазы при различных скоростях вращения лопасти в случае расположения источника над диффузором а) $U=360$ об/мин, б) $U=540$ об/мин, в) $W=720$ об/мин.

Поскольку картина получается симметричной, достаточно привести одну.половину. Расположение линий равной концентрации твердой фазы показывает, что при расположении источников входных веществ над диффузором благоприятный гидродинамический режим обеспечивается при скорости вращения лопасти 500...550 об/мин, если же источник будет помещен под диффузор, то скорость должна быть 700 об/мин и выше.

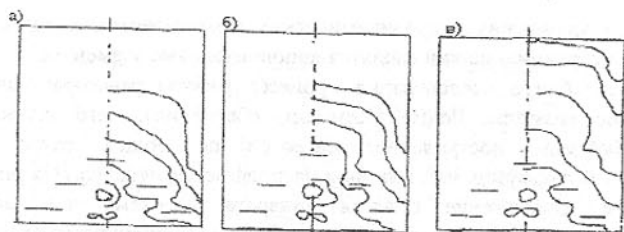


Рис.7. Распределение концентрации твердой фазы в случае расположения источника под диффузором а) $U=360$ об/мин, б) $W=540$ об/МНП, в) $U=720$ об/мин.

Таким образом, математическое моделирование позволило установить ориентировочные параметры, обеспечивающие рациональный гидродинамический режим работы реактора, а именно: расположение источников в общей точке, скорость вращения 350-400 об/мин, положение лопасти в придонной области, а также скорость вращения лопасти 500-550 об/мин при расположении источника над диффузором и 700 об/мин при его расположении под диффузором.

Список литературы: 1. Carabedian P.R., Lewy H., Schiffer M., Analytically symmetric cavitation flow. *Ann. of Math.*, 1952, 56, 560-602. 2. Friedrichs K.O. Über ein Minimumproblem für Potentialströmungen mit freier Rande. *Math. Ann.*, 1933, 109. 3. Самарский А.А., Моисеенко Б.Д. Экономическая схема сквозного счета для многомерной задачи Стефана. - *Вычислительная математика и математическая физика*. 1965, 5, №5, с. 816-827. 4. Кафаров В.В., Дорохов И.Н. Системный анализ процессов химической технологии. - М.: Наука, 1976. - 498 с. 5. Кафаров В.В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. - М.: Химия, 1968. - 378 с. 6. Кафаров В.В. Основы массопередачи. - М.: Высшая школа, 1962. - 317 с. 7. Кафаров В.В., Еременко В.В., Бирюков Д.П. Процессы химической технологии. - М.: Наука, 1965. - 417 с. 8. Павлыш В.Н., Перинская Е.В. «Математическое моделирование машин, включающих узлы конвективного типа» Международный сборник научных трудов Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 21 - 178 с. 9. Павлыш В.Н., Перинская Е.В. «Расчет параметров машин, содержащих конвективные узлы, с применением компьютеров» Международный сборник научных трудов Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 26. - 10 с.

Сдано в редакцию 17.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

DYNAMICS OF NONEQUIRUNNING BELT TRANSMISSIONS WITH ELLIPTIC ROTORS

Achtelik H., Gasiak G., Grzelak J. (Technical University of Opole, Opole, Poland)

The work presents differential equations describing the dynamics of nonequirunning transmission with elliptic rotors encircled by inextensible tooth belt. The equations were numerically solved by means of SIMULINK toolbox from the MATLAB programme. It was shown that elliptic transmission with rotors of equal geometry can work as a transmission gear of periodically changing ratio. The change in the ratio can be obtained by a proper choice of the initial rotational angle of the driving rotor within the range of $0 \leq \phi_0 \leq 90$ deg. The analysis of the dynamics of the work of the transmission gives the possibility to establish the life of the tooth belt encircling the elliptic rotors.

1. Introduction: Nonequirunning string transmissions with tooth belts are characterized by cyclically changing velocity of the driven wheel [1-3]. The velocity change is obtained by the proper modelling of the wheel shapes. [4]. The kinematic analysis of the nonequirunning was conducted for different wheel geometries, i.e. with one circular wheel and the other elliptic [2], with non-circular wheels [3], two elliptic wheels [1] encircled by the tooth belt.

In the present work the nonequirunning transmission, consisting of two elliptic rotors with optional circular cams transversing their geometric centres and encircled with the toothed belt, was subject to dynamic analysis. The kinematic analysis of such a transmission was presented in [5]. The constant distance between the respective rotation centres of the rotors was adopted in the discussion.

The objective of the present work is to establish the function of angular velocity as well as the function of acceleration of the rotary motion of the driven rotor taking into account transmission dynamics for the adopted exemplary numerical values of geometric and mass parameters of the nonequirunning belt transmission with elliptic rotors.

2. The calculation model of the transmission dynamics: In the process of creating new constructions the simulation methods and techniques of model investigations are beginning to be more and more widely introduced, supplanting thus the research conducted on real objects. The purpose of such research is gaining insights into machine dynamics and its ongoing processes, connected with the course of loadings and stresses. [6]. The geometry of nonequirunning transmission with wheels as elliptic rotors is represented in the fig.1.

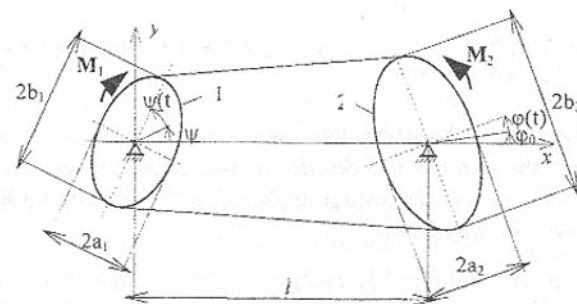


Fig.1. Geometry of the transmission model.

The angles ϕ_0, ψ_0 are the angles of the initial setting of respectively, rotors (2) and (1). The angles $\phi(t), \psi(t)$ define the position of rotors in motion, l is the distance between the centres

of the rotors. The model assumes (2) to be the driving rotor. The dynamic equation of the transmission gear movement represented in fig.1 is as follows:

$$J_2 \ddot{\varphi} + J_1 \ddot{\psi} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} + J_1 \dot{\psi} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \right) + C_2 \dot{\varphi} + C_1 \dot{\psi} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} = M_2 - M_1 \frac{\partial \psi}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

where:

J_2, J_1 - mass moments of inertia of respectively, elliptic driving and driven rotors;

C_2, C_1 - the ratio of viscosity resistance in the bearings of respectively, the driving and driven rotors;

$$M_2 = 2M_{\max} \omega_p S_k \frac{\omega_p - \dot{\varphi}}{(\omega_p S_k)^2 + (\omega_p - \dot{\varphi})^2} - \text{the moment driving the transmission, [7];}$$

$$M_1 = M_{op \max} (1 - e^{-\alpha \dot{\psi}}) - \text{the moment of resistance in the transmission;}$$

ω_p - the angular velocity of the spinning magnetic field of the electric engine;

S_k - the critical magnetic slide of the electric engine.

After introducing into (1) the equations:

$$\dot{\varphi} = A \{ \dot{\varphi} - 2B \cos(A\delta_0) \sin(A\varphi) \cos[A(\varphi + \delta_0)] \},$$

$$\dot{\psi} = A \dot{\varphi} \{ 1 - 2AB \cos(A\delta_0) \cos[A(2\varphi + \delta_0)] \},$$

$$\ddot{\psi} = A \ddot{\varphi} \left\{ 1 - 2AB \cos(A\delta_0) \cos[A(2\varphi + \delta_0)] + 4A \dot{\varphi}^2 B \cos(A\delta_0) \sin[A(2\varphi + \delta_0)] \right\}$$

and performing the transformations the following representation of the dynamic equation of the transmission movement was obtained:

$$J_2 \ddot{\varphi} + \left\{ J_1 A D \ddot{\varphi} + 8J_1 A^3 B \dot{\varphi}^2 \cos(A\delta_0) \sin[A(2\varphi + \delta_0)] + C_1 \dot{\varphi} + M_1 \right\} A D + C_2 \dot{\varphi} = M_2, \quad (2)$$

$$\text{where: } A = \frac{a_1 + b_1}{a_2 + b_2}, \quad B = \frac{a_1 a_2 - b_1 b_2}{(a_1 + b_1)(a_2 + b_2)}, \quad D = 1 - 2AB \cos(A\delta_0) \cos[A(2\varphi + \delta_0)],$$

$\delta_0 = \varphi_0$ - the initial rotation angle of the driving wheel at $\psi_0 = 0$.

In the special case, when the transmission consists of two equal ellipses, i.e. $a_1 = a_2 = a$, $b_1 = b_2 = b$, $B = (a - b)/(a + b)$, $D = 1 - 2B \cos(\delta_0) \cos(2\varphi + \delta_0)$, the dynamic equation of the transmission motion has the following form:

$$\ddot{\varphi} (J_2 + J_1 D^2) + 8J_1 \dot{\varphi}^2 B D \cos(\delta_0) \sin(2\varphi + \delta_0) + (C_1 D^2 + C_2) \dot{\varphi} + M_1 D = M_2. \quad (3)$$

3. Calculations and the analysis of the results: The dynamic equation of transmission motion (3) was solved by means of SIMULINK toolbox from the MATLAB programme [8].

Basing on the dependencies (3) the angular velocities $\dot{\varphi}, \dot{\psi}$ and accelerations $\ddot{\varphi}, \ddot{\psi}$ values were calculated respectively for the elliptic driving and driven rotors. For the calculations the following values of the model parameters were adopted: $a = 0.07 \text{ m}$; $b = 0.5a$; $\alpha = 0.05 \text{ s}$; $C_2 = 0.05 \text{ Nms}$; $C_1 = 0.2 \text{ Nms}$; $J_2 = 0.05 \text{ kgm}^2$; $J_1 = 0.2 \text{ kgm}^2$; $\omega_p = 20 \frac{1}{s}$; $S_k = 0.9$; $M_{\max} = 5 \text{ Nm}$; $M_{op \max} = 3 \text{ Nm}$; $0 \leq \delta_0 \leq 90 \text{ deg}$.

For instance, fig.2,3 and 4 show the diagrams of the path, velocity and angular acceleration courses of the transmission, that is the driving and driven rotors in the case where $\delta_0 = 0$; 45 and 90 deg for the first 3 seconds of work.

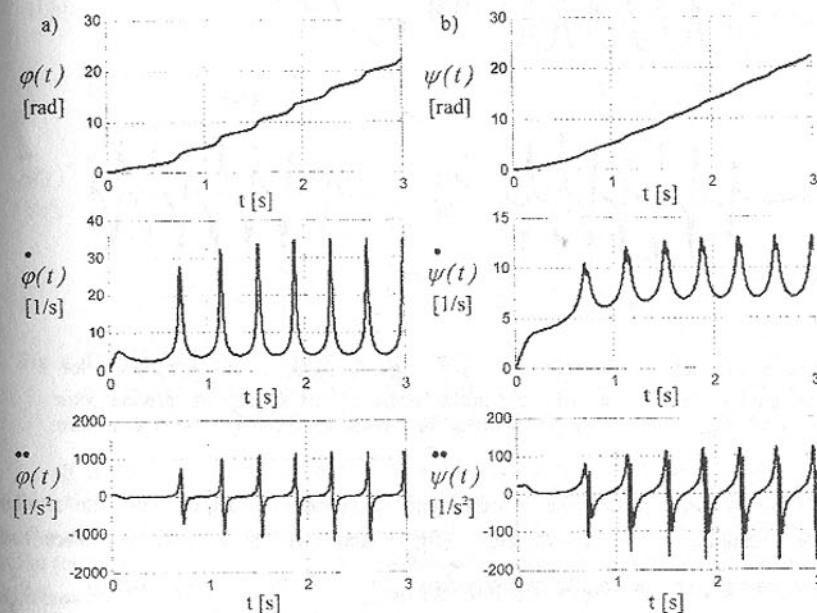


Fig. 2. The courses of the functions of: $\varphi(t), \psi(t), \dot{\varphi}(t), \dot{\psi}(t)$ and $\ddot{\varphi}(t), \ddot{\psi}(t)$ for the elliptic transmission with the initial angle of the setting of driving rotor $\delta_0 = 0 \text{ deg}$, where graph (a) involves the driving rotor and (b) the driven rotor.

In the case when the initial rotation angle of the driving rotor $\delta_0 = 0$ (fig.2a and 2b) the velocity of the driving rotor changes within the limits from $\dot{\varphi}_{\min} = 5 \frac{1}{s}$ to $\dot{\varphi}_{\max} = 35 \frac{1}{s}$, and driven rotor from $\dot{\psi}_{\min} = 7 \frac{1}{s}$ to $\dot{\psi}_{\max} = 13 \frac{1}{s}$. The acceleration changes from $\ddot{\varphi}_{\min} = -1100 \frac{1}{s^2}$ to $\ddot{\varphi}_{\max} = 1100 \frac{1}{s^2}$ and $\ddot{\psi}_{\min} = -190 \frac{1}{s^2}$ to $\ddot{\psi}_{\max} = 110 \frac{1}{s^2}$ with approximate frequency of 3 Hz.

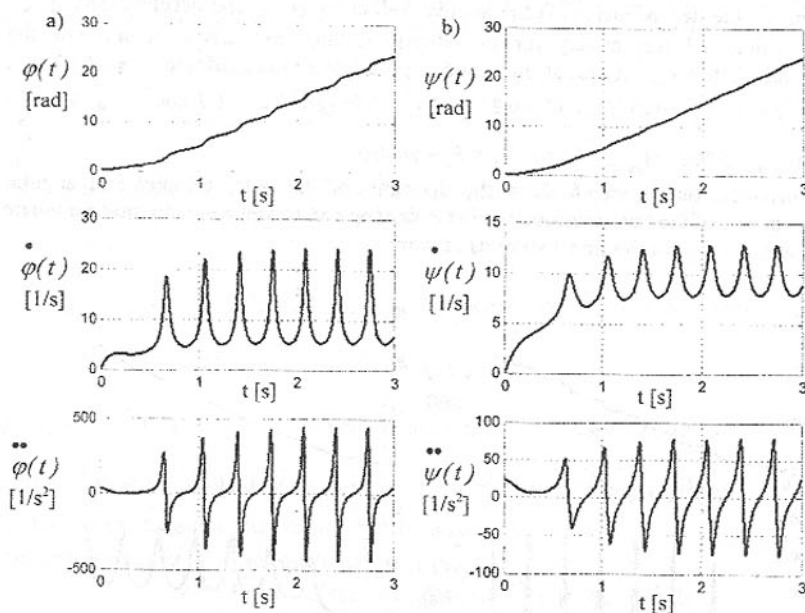


Fig. 3. The courses of the functions of : $\varphi(t), \psi(t)$, $\dot{\varphi}(t), \dot{\psi}(t)$ and $\ddot{\varphi}(t), \ddot{\psi}(t)$ for the elliptic transmission with the initial angle of the setting of driving rotor $\delta_0 = 45$ deg, where graph (a) involves the driving rotor and (b) the driven rotor.

Also for $0 \leq \delta_0 \leq 90$ deg the velocity and acceleration changes have the similar course. For example, when $\delta_0 = 45$ deg (fig.3a and 3b) the angular velocities and accelerations change, i.e. the angular velocity from $\dot{\varphi}_{min} = 5 \frac{1}{s}$ to $\dot{\varphi}_{max} = 24 \frac{1}{s}$ and $\dot{\psi}_{min} = 8 \frac{1}{s}$ to $\dot{\psi}_{max} = 13 \frac{1}{s}$, but angular acceleration from $\ddot{\varphi}_{min} = -450 \frac{1}{s^2}$ to $\ddot{\varphi}_{max} = 450 \frac{1}{s^2}$ and $\ddot{\psi}_{min} = -75 \frac{1}{s^2}$ to $\ddot{\psi}_{max} = 75 \frac{1}{s^2}$ with approximate frequency of 3 Hz.

When $\delta_0 = 90$ deg (fig.4a and 4b - equirunning elliptic rotors), the angular velocities of the driving and driven rotors after the lapse of time of $t=3$ s are constant $\dot{\varphi} = \dot{\psi} = 11 \frac{1}{s}$, however the acceleration $\ddot{\varphi} = \ddot{\psi} = 0$.

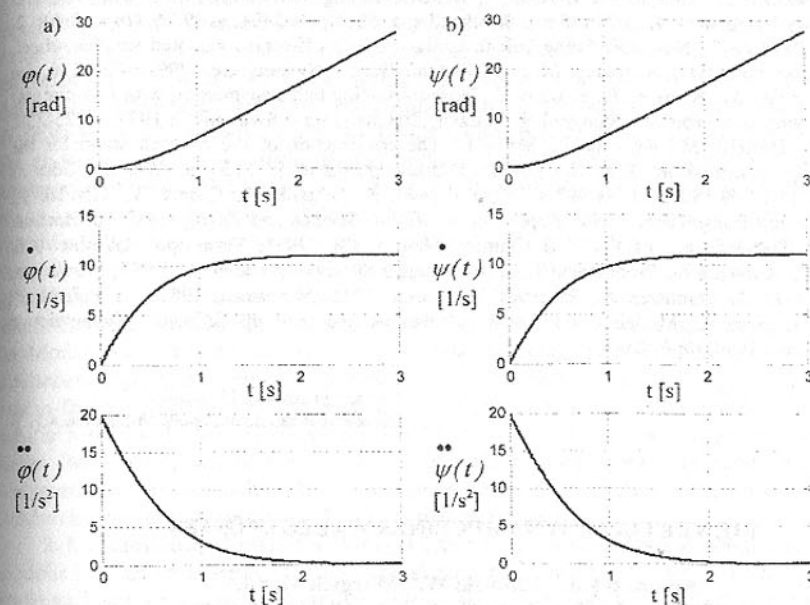


Fig. 4. The courses of the functions of : $\varphi(t), \psi(t)$, $\dot{\varphi}(t), \dot{\psi}(t)$ and $\ddot{\varphi}(t), \ddot{\psi}(t)$ for the elliptic transmission with the initial angle of the setting of driving rotor $\delta_0 = 90$ deg, where graph (a) involves the driving rotor and (b) the driven rotor.

It might be inferred from the foregoing that when the elliptic transmission works within the range of $0 \leq \delta_0 \leq 90$ deg there occur considerable changes of velocities and accelerations of the driving and driven rotors. It causes the the dynamic changes in the tension of the tooth belt, which has a crucial influence on its life. The considerable values of the rotor acceleration, for example $\ddot{\varphi} = 1100 \frac{1}{s^2}$ ensue from adopting in the calculational model the inextensibility of the tooth belt.

4. Conclusions: Basing on the conducted simulation research the following conclusion might be formulated:

1. Elliptic transmission with rotors of equal geometry can work with the constant gear ratios equal to unity, as well as with the periodically changing ratio.
2. The change of the ratio can be obtained through the proper choice of the initial setting angle of the driving rotor.
3. The obtained analytical equations, describing the dynamics of the work of the elliptic transmission with the inextensible belt, turned out to be strongly non-linear and which could be solved numerically, for example by means of the simulation toolbox SIMULINK of the MATLAB programme.
4. The analysis of the dynamics of the work of the transmission gives the possibility to determine the life of the tooth belt encircling elliptic rotors.

- References:** 1. Achtelek H., Grzelak J., Nonequirunning belt transmissions with elliptical wheels. Zeszyty Naukowe PO, nr 270, Seria: Mechanika, z. 68, Opole 2001, ss.19-26, (*in Polish*). 2. Dudziak M., Pawlęty T., Nonequirunning belt transmission with off-centre mounted smaller wheel, XIX Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Zielona Góra – Świnoujście 1999, p.231-236, (*in Polish*). 3. Dudziak M., Krawiec P., Pawlęty T., Nonequirunning belt transmission with non-circular rotors, XIX Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Zielona Góra – Świnoujście 1999, p.225-230, (*in Polish*). 4. Dudziak M., Krawiec P., Meler F.: The construction of the research stand for the nonequirunning transmission XIX Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Zielona Góra – Świnoujście, 13-17.09.1999, t.I, ss.367-372, (*in Polish*). 5. Achtelek H., Gasiak G., Grzelak J., Kinematics of belt transmissions with elliptic rotors. XI Int. Science and Engng Conf. on Machine Building and Technosphere of the XXI Century. Sept. 13-18 2004, Sevastopol, Ukraine. . 6. Borkowski W., Konopka S., Prochowski L., The dynamics of working machines, WNT, Warszawa, 1996, (*in Polish*). 7. Plamitzer A., Electrical machines, WNT, Warszawa, 1982, (*in Polish*). 8. Zalewski A., Cegiela R., Matlab – numerical calculations and their applications. Wydawnictwo NAKOM, Poznań 1999, (*in Polish*).

Сдано в редакцию 15.06.04

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

DIE VERTIKALDYNAMIK EINES WALZGERÜSTES

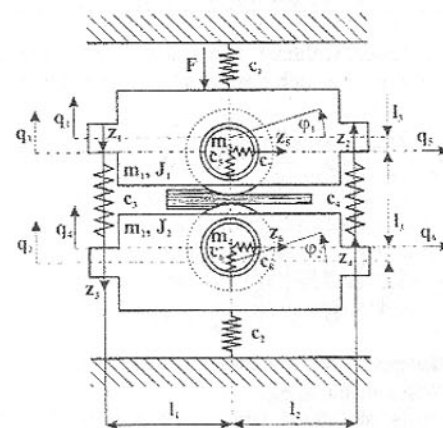
Adamczyk J.¹, Kaliński W.¹, Margielewicz J.²
(Schlesische Technische Hochschule, Gliwice, Polen)

1. Einleitung: Die Entwicklung der Wissenschaft, technischer Fortschritt, die Steigerung der Ansprüche, welche vor den neugeplanten Vorrichtungen gestellt sind, zwingen die Konstrukteure und Projektanten zur Schaffung der zuverlässigen und dauerhaften Maschinen, sowie Anwendung von Leistungsfähigen und Umweltneutralen Technologien.

Die gegenwärtigen Blechwalzen sind die Arbeitsmaschinen die sich mit großer Leistung kennzeichnen, welche den richtigen Durchgang des Walzvorgangs versichert. Aus diesem Grund ist es sehr wesentlich und wichtig die Forschungsarbeiten aufnehmen, welche die Analyse der Dynamik des Walzgerüsts im Ziel haben. Im allgemeinen Fall ist das Walzwerk ein kompliziertes dynamisches System mit großer Anzahl von Beweglichkeitsgrade. Die Computermodellierung ist einer von Gründen, welcher die Kosten verbunden mit einleiten der neuen Maschinen und Technologie beschränkt. Außerdem die Anwendung von Computern, ermöglicht die mehrfache und allseitige Führung der Simulationsforschung, was im Ergebnis zu einem Wissen über das potentielle Verhalten des Objektes oder über den Verlauf des technologischen Vorgangs. Um die richtigen Schlüsse zu ziehen, über das Verhalten oder den Verlauf des technologischen Vorgangs, soll man die physikalischen Parameter, welche die Grundlage der numerischen Forschungen sind, jeweils identifizieren. Ein sehr wichtiges Element der Computermodellierung ist der Verifizierungsvorgang, welcher vergleicht die Ergebnisse die durch die Computer-simulation erhalten wurden, mit den erhaltenen auf dem realen Objekt.

Aus diesem Grunde ist die Verifizierung eines von wichtigsten Kriterien, welches Entscheidet über die Brauchbarkeit des phänomenologischen Modells, welches angenommen wurde [3]. Die in Computersimulation angewendete Modelle, müssen im hohem Maß genau, das Verhalten des realen Objektes abspiegeln, wobei ist es nicht so, dass die einfacher Modelle die schlechten sind. Aus dem mathematischen Gesichtspunkt hervorheben sich zwei Modelltypen, die beschriebene mit Differential- und partielle Differential-gleichung. Bis jetzt gibt es keine genauen Kriterien für die Auswahl der phänomenologischen Modelle für die numerische Analyse. Die Grundtätigkeit bei der Bearbeitung eines physisches Modells ist die sog. „phänomenologische Reduzierung“ d.i. welche auf annehme einiger Vereinfachungsannahmen besteht d.i. die Berücksichtigung der wichtigen Parameter und übergehen der unwesentlichen. Die Vereinfachung der phänomenologischen Modelle ist die schwierigste und wichtigste Aufgabe, welche während der Modellierung durchgeführt sein sollen. Berücksichtigung der unwesentlichen Parameter hat einen ungünstigen Einfluss auf die Modellsqualität, weil die Zeit der numerischen Berechnungen sich verlängert und die erhaltenen Ergebnisse kennen sich wesentlich unterscheiden von den Ergebnissen die vom Vereinfachtem Modell erhalten wurden. Aus diesem Grunde den Entscheidenden Einfluss auf die Modellwahl hat die Erfahrung des Modellierers und die sog. Ingenieursintuition. In dieser Bearbeitung wurde die Probe der durchführung einer Computersimulation des Walzgerüstes vom Versuchswalzwerk aufgenommen, die Simulationsergebnisse wurden als Zeitdurchgänge und Amplituden-Frequenzspektrums vorgestellt.

2. Dynamisches Modell des Walzgerüsts: Dem Bau eines phänomenologischen Modells ist öfter vorausgehende Sinnliche Idealisierung der Struktur des Forschungsobjektes, sowie auch der Vorgänge, die in im vorgehen, was zur Entscheidung führt über die Vereinfachungsstufe des Modells. Bei der Formulierung des phänomenologischen Modells des Walzgerüsts, wurde das System auf nichtdeformierbare, steife Körper geteilt [8], die mit elastischen Elementen (Zng. 1) verbunden sind. Wegen der Lesbarkeit des formulierten Modells, wurden die Dämpfungs-elemente nicht gekennzeichnet. Es wurde die vertikale Bewegung des Walzgerüsts behandelt, hervorgerufen mit dem Walzvorgang. Das analysierte phänomenologische Modell besteht aus vier Bewegungen, welche die vertikale Verlagerung der Arbeitswalzen und der Führung modellieren.



Zng. 1. Phänomenologisches Modell vom Walzgerüst

¹ Lehrstuhl für Arbeitsverfahrenautomatisierung und Integrierte Ausführungssysteme
Abteilung Mechanisch Technologisch.

² Lehrstuhl für Modellmethoden, Medizintechnik, Abteilung Werkstofftechnik u. Metallurgie.

Das reelle Objekt, welches ein System von stetiger Verteilung der physikalischen Parameter ist, wurde einer Diskretisierung unterstellt, gemäß dem Formalismus der steifen Finite-Element-Methode [5,6]. Die physikalischen Parameter des geforschten, phänomenologischen Modell des Walzgerüsts wurde in der Tafel 1. vorgestellt. Die dynamische Erzwingung F die an die obere Führung der Arbeitswalzen angelegt ist, hat am Ziel die Feststellung des Höhenabnahmebeiwerts, welchen erreicht man durch den Vordruck der Widerstandsfeder c_1 und c_2 . Das Wert der Druckkraft wird auf Grundlage der Gleichung (1) bestimmt:

$$F = mg + (x_{\max} - x_{st} - x_{\min})nc_z, \quad (1)$$

wo:

- mg – Schwerkraft der Elemente die auf den Widerstandsfeder liegen,
- n – Anzahl der Widerstandsfeder,
- c_z – Ersatzbeiwert der Widerstandsfederhärte,
- x_{st} – statischer Federweg,
- $x_{\max}$ – maximale Lage der oberen Arbeitswalze,
- $x_{\min}$ – minimale Lage der oberen Arbeitswalze.

Tafel 1 - Physikalische Parameter des Walzgerüsts

Speicherelemente der kinetischen Energie	Speicherelemente der potentiellen Energie N/m	Geometrische Dimensionen m
$m_1 = 13.244 \text{ kg}$	$c_1 = 12.974 \cdot 10^8$	$l_1 = 0.090$
$m_2 = 13.244 \text{ kg}$	$c_2 = 14.076 \cdot 10^8$	$l_2 = 0.090$
$M_3 = 4.9 \text{ kg}$	$c_3 = 61763.660$	$l_3 = 0.090$
$M_4 = 4.9 \text{ kg}$	$c_4 = 61763.660$	–
$J_1 = 0.03 \text{ kgm}^2$	$c_5 = 150.00 \cdot 10^6$	–
$J_2 = 0.03 \text{ kgm}^2$	$c_6 = 150.00 \cdot 10^6$	–
–	$c_7 = 150.00 \cdot 10^6$	–
–	$c_8 = 150.00 \cdot 10^6$	–

Der auf die Walzen wirkender Kraftwert während dem walzen, wurde bestimmt auf Grund einer Allgemeinbekannten Abhängigkeit die auch Karmans Gleichheit genannt ist. (1) [1,4,7]:

$$h_x \frac{dp}{dx} - h_x \frac{d\sigma_p}{dx} - \sigma_p \frac{dh_x}{dx} \pm 2\tau = 0, \quad (2)$$

$$\text{wo: } h_x = h_1(1 - \varepsilon_x), \quad \varepsilon_x = \varepsilon \left[1 - \left(\frac{x - l_D}{l_D} \right)^2 \right], \quad \sigma_p = A\varepsilon_x^n,$$

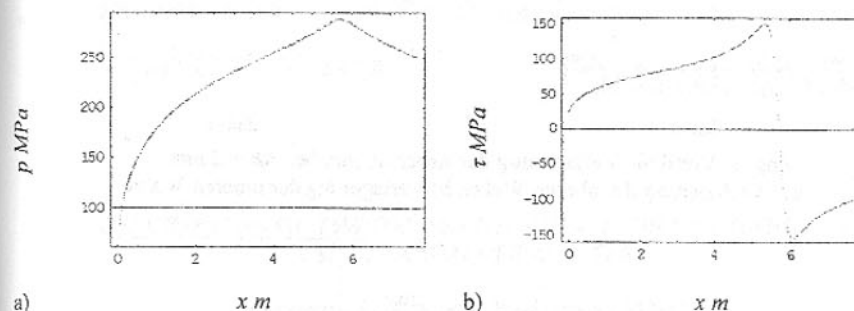
h_x – Änderung der Höhe des gewalzten Materials im Walzspalt,
 p – Normalspannung, τ – Schubspannung.

Der Reibungskoeffizient wurde als glatt- und stetige Funktion modelliert (3). Die Gleichung stellt die Abhängigkeit zwischen dem Reibungskoeffizient und der Lage des

Forschungsschnittes im Walzspalt vor, in der Literatur genant Palejki-Gleichung oder goldene Formel [2].

$$\mu(x) = a_1 \sin \{ a_2 \arctan [a_3 (1 - a_4)x + \arctan(a_3 x)] \} \quad (3)$$

Beispieldiagramme der Zerlegung des spezifischen Drucks im Walzspalt erworben durch Integration der Karmansgleichung wurde auf Zng. 2. dar gestellt:



Zng. 2. Spannungszerlegung im Walzspalt bei $\Delta h = 2 \text{ mm}$
a) Normalspannung, b) Schubspannung

Die Gleichungen (1) bis (3) bilden die Grundlage zur Bestimmung der äußere Belastung die auf die Arbeitswalzen wirkt, sowie auch die Eigenschaften des Walzspaltes. Das mathematische Modell des Walz-Gerüsts wurde ausgeführt bei Anwendung der Lagrange-Gleichungen der II-Art, welche in allgemeiner Gestalt folgende Form annehmen

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = \frac{\partial L}{\partial q_i} \quad (4)$$

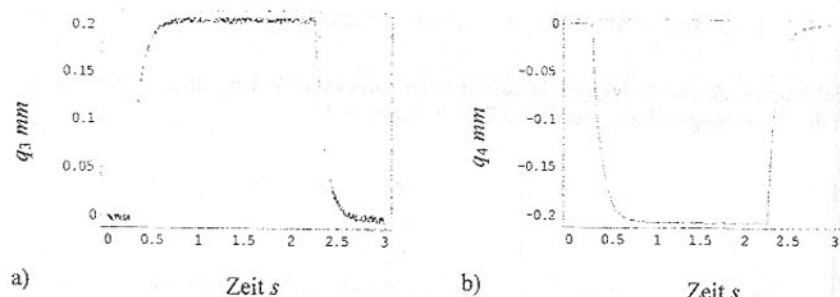
Das aus den Lagrange-Gleichungen ausgeführte mathematische Modell ist die Grundlage für die Durchführung der Computersimulationen.

3. Das numerische Experiment: Auf Grundlage der Daten die in der Tafel 1. vorgestellt sind, wurden Simulationsforschungen durchgeführt, welche im Ergebnis die Zeitvorgänge der Vertikalen Verlagerung der Arbeitwalzen des formuliertes phänomenologisches Modell gaben. (Zng. 1) Weiterhin auf Grundlage der erhaltenen Zeitvorgänge, wurde ihre Frequenzdarstellung bestimmt, mit Verwendung der schnellen Fourier-Transformation (FFT).

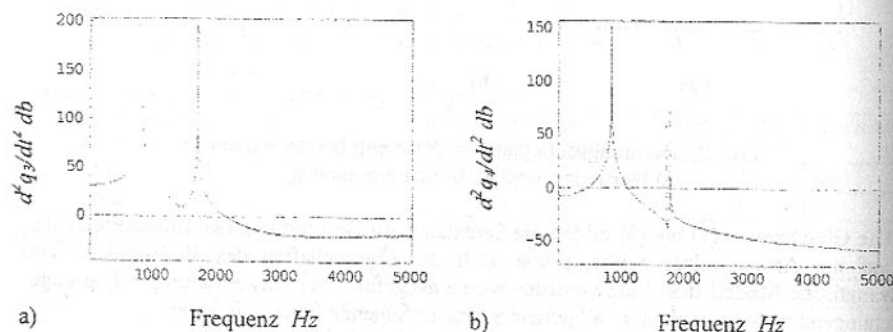
Die durchgeführten Computersimulationen aufweisen, dass bei dem stationären Zustand, die obere Walze eine größere Aktivität als die untere Walze aufweist.

Die Vertikale Verlagerung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Stärke der gewalzten Bahn, was in der Folge über die Produktionskosten entscheidet, weil die Versicherung der

festen Lage der Walzen, erzwingt die Durchführung des Durchdrückens, bis zum Erhalt der gewünschten Stärke.



Zng. 3. Vertikale Verlagerung der Arbeitwalzen bei $\Delta h = 2 \text{ mm}$
a) Verlagerung der oberen Walze, b) Verlagerung der unteren Walze



Zng. 4. Amplituden-Frequenzspektrum:
a) Beschleunigung der oberen Walze, b) Beschleunigung der unteren Walze

4. Schlussfolgerungen: In dieser Bearbeitung, wurden numerische Forschungen des Walzgerüsts durchgeführt, wo man die Vertikale Verlagerung der Arbeitwalzen geforscht während dem Walzen geforscht hat. Auf Grundlage der durchgeführten, numerischen Forschungen, kann man folgende Schlussfolgerungen formulieren:

- Das untergebrachte in dieser Bearbeitung phänomenologisches Modell des Walzgerüsts, ermöglicht die Gestaltforschung der Stärke des gewalzten Materials nach der Durchdrückung.
- Das in der Bearbeitung formulierte phänomenologische Modell des Walzgerüsts, ermöglicht die qualitative und quantitative Beurteilung der Bewegung, von Elementen des Walzgerüsts.
- Das in dieser Bearbeitung entwickelte Modell ist eine Grundlage für die Forschungsentwicklung der Dynamik eines Walzgerüsts in der mechatronischen Fassung, besonders für die Stabilisierung der Lage von Arbeitwalzen.

Diese Bearbeitung ist der Ausgangspunkt für die geführten Forschungen im Bereich der mechatronischen Vorgangsmodellierung.

Literatur: 1. Celikow A. Projektowanie i budowa walcowni. PWT, Katowice 1951. 2. Bienias Gębski R., Trabelski A.: Predykcja współczynnika tarcia między droga i opna na podstawie chropowatości nawierzchni. XL Sympozjon PTMTS „Modelowanie w Mechanice”, z. 18/2002, Gliwice 2002, s. 21 – 26. 3. Dietrich M. i in. Podstawy konstrukcji maszyn, t. 1. WNT, Warszawa 1995. 4. Jaglarz Z., Leskiewicz W., Morawiecki M. Technologia i urządzenia walcowni wyrobów płaskich. W. Śląsk, Katowice 1979. 5. Kruszewski J., Sawiak S., Wittbrodt E. Metoda sztywnych elementów skończonych w dynamice struktury. WNT, Warszawa 1999. 6. Marchelek K. Dynamika obrabiarek. WNT, Warszawa 1991. 7. Pietrzyk M. Metody numeryczne w przeróbce plastycznej metali. Skrypt uczeln. AGH, AGH, Kraków 1992. 8. Dokumentacja techniczna walcarki.

Сдано в редакцию 14.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Горобец И.А.

DESCRIPTION OF THE BREAKAGE BEHAVIOUR OF GRANULES USING A COMPRESSION TEST

Antonyuk S., Tomas J., Heinrich S., Mörl L.

(Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg, Deutschland)

This paper investigates the breakage behaviour of the granules in a compression test. This compression behaviour of granules is described by means of force-displacement curves and application of Hertz-Huber contact theory and continuum mechanics.

INTRODUCTION: The applications of granulates are growing in many industries like chemical, food and agricultural products. In many engineering processes granulates are subjected to various stressing conditions, and in these cases it is very important to avoid disintegration of granulates. Our knowledge about mechanical stressing, and consequently, granulate breakage and product disintegration has to be improved. The objective is to optimise the existing production processes and product quality to resist stressing events in product transportation and consumption.

THEORY: During compression of a non-rigid spherical granule with a rigid punch (flat surface), the contact area between them is deforming a circle with small radius r_k .

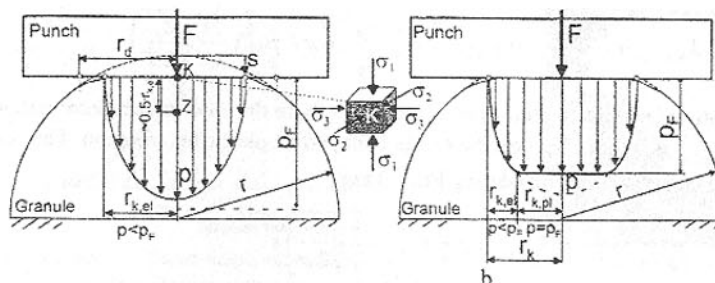


Fig. 1. Characteristic particle contact pressure $p(r_k)$ on a plate-sphere contact during elastic deformation (a) and elastic-plastic deformation (b).

1. Elastic contact deformation: In this case, a circular contact area of a radius $r_{k,el}$ exists with an ellipsoidal pressure distribution $p(r_k)$ and HERTZ [1] has found the maximum contact pressure in the centre of the contact at the depth, shown by point K in Fig. 1a, as:

$$p_{\max} = \frac{3 F_{el}}{2 \pi r_{k,el}^2} \quad (1)$$

The maximum tensile stress arises at the contact perimeter **Ошибка! Источник ссылки не найден.**. The maximum shear stress on the principal axis occurs at the depth of $KZ \approx 0.5 r_{k,el}$ (point Z in Fig. 1a). The effective modulus of elasticity E^* of both particle 1 and punch 2 ($E_2 \gg E_1, E_2 \rightarrow \infty$) is given as:

$$E^* = 2 \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \approx \frac{2}{1-\nu_1^2} E_1 \quad (2)$$

The effective shear modulus $G_i = E_i / (2 \cdot (1 + \nu_i))$ is given by:

$$G^* = 4 \left(\frac{1-\nu_1}{G_1} + \frac{1-\nu_2}{G_2} \right)^{-1} \approx \frac{4}{1-\nu_1} G_1 \quad (3)$$

The relation between elastic contact force and deformation is non-linear as found by [1]:

$$F_{el} = \frac{2}{3} E^* \sqrt{r} s^3 \quad (4)$$

Due to the parabolic curvature $F_{el}(s)$, the contact stiffness in normal direction increases with the increasing of deformation and particle diameter

$$k_{N,el} = \frac{dF_{el}}{ds} = E^* \sqrt{r} s \quad (5)$$

2. Elastic-plastic contact deformation

For elastic-plastic material behaviour, an elastic deformation is generated at the boundary, where the pressure is smaller than the yield point, and plastic deformation is closer to the centre of contact (Fig. 1b). The stiffness is proportional to the radius r of the granule and micro-yield strength p_F (the stress at the beginning of plastic yielding) **Ошибка! Источник ссылки не найден.**.

$$k_{N,el-pl} = \frac{dF_{el-pl}}{ds} = \pi r p_F \left(\frac{2}{3} + \frac{1}{3} \frac{A_{pl}}{A_K} \right) = \pi r p_F \left(1 - \frac{1}{3} \sqrt{\frac{s_F}{2s}} \right) \quad (6)$$

The ratio of plastically deformed contact area A_{pl} to the total contact deformation area $A_K = A_{pl} + A_{el}$ is 0 for perfect elastic and is 1 for perfect plastic deformation. The contact force can be calculated by considering Eq. (6) as:

$$F_{el-pl} = \pi r p_F \left(1 - \frac{1}{3} \sqrt{\frac{s_F}{2s}} \right) s, \quad (7)$$

where, s_F is a contact deformation at yield point.

3. Plastic contact deformation: The whole contact area deforms plastically for a

perfect plastic material. In this case, the contact circle radius is given by:

$$r_K^2 \approx r^2 - (r-s)^2 \approx 2rs \quad (8)$$

The repulsive force against plastic deformation is calculated as

$$F_{pl} = p_F A_K = \pi r_K^2 p_F = 2\pi r s p_F \quad (9)$$

The contact stiffness is constant for a perfect plastic yielding material:

$$k_{N,pl} = \frac{dF_{pl}}{ds} = 2\pi r p_F \quad (10)$$

EXPERIMENTAL RESULTS: The compression test is widely used to characterise the granulate strength (Fig. 2). In this test the breakage force and breakage energy of a granule is determined. For experiments the modern granule strength measuring system (produced by Etwew) was used.

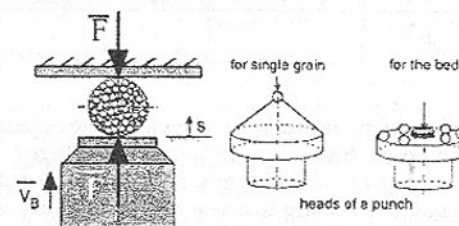


Fig. 2 Principle of granulate compression test.

Three different spherical granulates – $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$, the synthetic zeolite Köstrolith[ ] and sodium benzoate ($\text{C}_6\text{H}_5\text{COONa}$) were used as model materials to investigate the mechanical behaviour from elastic to plastic one. During the compression tests 100 particles were examined in each experiment at the stressing velocity v_B in the range of 0.02 to 0.15 mm/s.

The typical force-displacement curve for Köstrolith[ ]-granulate is shown in Fig. 3. The elastic force F_{el} was well described by Hertz's theory, Eq. (4) [1] and based on this, Young's modulus, shear modulus, the stiffness of the granule during elastic deformation were calculated with Eqs. (2), (3) and (5) (in

Table 1 by $v_B=0.02$ mm/s)].

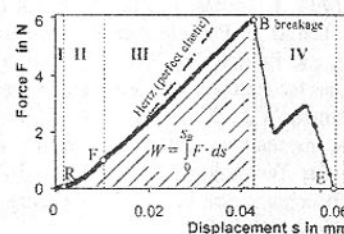


Fig. 3. Typical force-displacement curve for Köstrolith[ ]- granulate during compression test: OR - deformation of micro-asperities, RF: elastic deformation, FB: elastic-plastic deformation, BE: stressing of fragments.



Fig. 4. Flattened surface of a sodium benzoate after the compression test.

The force during elastic-plastic deformation can be described by the elastic-plastic stiffness with Eq. (7). Here, the yield stress, $p_F = F_F / \pi r_K^2$, can be characterized at the beginning of the plastic deformation s_F with the contact force F_F . These two parameters were determined from the force-displacement curve and with these parameters the elastic-plastic stiffness and the force can be fit. For perfect plastic deformation, a large flattened surface is formed at the contact (Fig. 4), $A_{pl} / A_K \approx 1$ ($A_{el} = 0$ and $A_K = A_{pl}$) in Eq. (6). The curve F-B becomes a straight line, which confirms the compression test of the sodium granulate.

Table 1 - Mechanical characteristics of the examined granulates.

granulate	diameter d in mm	breakage force F_B in N	yield point		modulus of elasticity in GPa		stiffness in normal direction in N/mm	
			F_F in N	s_F in μm	E_1	G_1	$k_{N,el}$ for F_F	$k_{N,el-pl}$ for F_B
$\square$ - Al_2O_3	1.62-1.76	39	15	21	4	1.54	714	39
Köstrolith	1.20-1.40	8.8	1	11	0.82	0.32	100	172
Sodium benzoate	0.80-0.96	6.2	-	-	-	-	-	138

CONCLUSIONS

The breakage behaviour of granulates by compression were experimentally investigated. The single particle compression tests were performed for different granulate sizes with stressing velocity at the range of 0.02-0.15 mm/s. By using contact theory and continuum mechanics for the evaluation of force-displacement curve and breakage characteristics leads to the following conclusions: The $\square$ - Al_2O_3 -Granulates show a brittle behaviour during the compression test, Köstrolith[®] has both, elastic and elastic-plastic properties, and sodium benzoate granules deform perfect plastically.

2. The correlation between the force and elastic deformation was described by the Hertz theory from which the contact stiffness and the modulus of elasticity were determined. The elastic-plastic range of the elastic-plastic contact model was evaluated by experimental fit curves. In the case of bigger granulates both the breakage force and the contact stiffness increase during elastic and elastic-plastic range. For the Köstrolith[®], the breakage point depends on the stressing velocity.

REFERENCES: 1. Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper, J. reine u. angew. Math. 92, 156-171, 1882. 2. Huber, M.T.: Zur Theorie der Berührung fester elastischer Körper, Annal. Physik 14, 153-163, 1904. 3. Tomas, J.: Zur Mechanik trockener kohäsiver Schüttgüter, Schüttgut, 8, 6, 2000. 4. Tomas J.: Particle Adhesion Fundamentals and Bulk Powder Consolidation, KONA - Powder and Particle 18, 2000, 157-169. 5. Rumpf, H.: Die Einzelkornzerkleinerung als Grundlage einer technischen Zerkleinerungswissenschaft. Chemie-Ing.-Techn., 3, 1965, 178-201. 6. Beekman, W.J., Meesters, G.M.H., Becker, T., Gaertner, A., Gebert, M., Scarlett, B.: Failure mechanism determination for industrial granules using a repeated compression test, Powder Technology, 2003, 130, 367-376. 7. Antonyuk, S., Tomas, J., Heinrich, S., Mörl L.: Bruchprozesse bei der Druckbeanspruchung von Granulaten, Chem.-Ing.-Technik, 2004, 76, No.3, 249-253.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

TRIBOLOGICAL BEHAVIOUR OF THE X40CrMoV5-1 STEEL ALLOYED WITH TUNGSTEN CARBIDE USING THE HIGH POWER DIODE LASER

Dobrzański L.A., Bonek M., Hajduczek E. (Institute of Engineering Materials and Biomaterials, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)
Klimpel A. (Welding Department, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

Abstract: The paper presents the effect of alloying parameters on the tribological properties of the surface layer of the X40CrMoV5-1 steel, using the high power diode laser (HPDL). Influence of the alloying parameters is discussed on the friction coefficient measurement results, and the quantitative measurement of wear using the gravimetric method, using the counter-specimen wear area analysis and with the surface profilography method.

Introduction: The basic and most often applied materials for manufacturing hot-work tools and also metal forms used in casting are alloyed hot-work steel. The properties of a surface layer of those steel must protect against the lost of exploitation durability and in particular must be characterised by wear resistance at the higher temperature, load and corrosion resistance of processed material. The examination of the possibilities of the increase of application properties of tool steels having martensitic matrix by the change of chemical composition in the conventional way is very limited. It may be expected that the wear resistance as well as hardness and chemical stability will be increased in the materials in which additional, more stable and hard molecules were introduced to the native material. The phenomenon of wear of the working surface of tools, to which laser modification of the surface layer is applied, due to friction features an important aspect of the contemporary surface engineering. The friction process between two surface leads to their wear and is connected with energy losses. It is disadvantageous especially when it occurs along with other factors deteriorating properties of the surface layer, like corrosion, erosion, mechanical and thermal fatigue.

The future direction of research into the improvement of materials properties is a laser modification of the tool surface layer structure either by a laser remelting or alloying by the use of materials such as tungsten carbides having huge hardness. The effect of the process in which the cooling speed is very high, is the minute-grained structured material with over-cooling phases.

Diode lasers have been known for many years and used mainly in electronic devices and metrology. The dynamical development of materials engineering (progress in production of semi-conductors) allowed for the introduction of industrial HPDL lasers. Diode lasers produced nowadays achieve power up to 6 kW on the surface of the laser beam focusing. Diode lasers of ROFIN DL type are characterised by a rectangular or linear shape of beam focus having multi-mode energy distribution. In that type of a laser power density delivered to a surface layer of processed materials is smaller in a comparison with mono-mode distribution, characteristic of other types of lasers and energy is spread evenly on the surface of the laser beam focus. Thanks to that phenomenon a HPDL laser is suitable for the modification of a material surface layer. It is confirmed by an empirically proved high energy absorption coefficient for steels (20-40%), high efficiency and the possibility of the precious control of the amount of energy delivered to a material surface layer. The condition of the surface layer of the processed material and especially its roughness and absorption coefficient are the most important factors in the process of laser treatment of materials. When laser radiation, as any light beam, is spread in different medium, it follows certain rules of

absorption, reflection and refraction. For this area of application diode lasers offering radiation near a wavelength of 1 μm , are suitable for use because of the absorption characteristic of steel. This absorption characteristic in the materials remelted and alloyed are very important when using laser. The absorption and the thereby the penetration depth of the radiation is a function of the laser beam and material composition.

The goal of the work is to determine the technical and technological conditions for alloying the surface layer of the X40CrMoV5-1 hot work alloyed tool steel with the high power diode laser (HPDL), and of the relationship between the parameters of laser treatment and the properties of the surface layer which increase the exploitation durability of hot-work tools.

Materials and method: The experiments were made on specimens made from the X40CrMoV5-1 alloy hot work tool steel. The chemical composition of the steel is presented in Table 1. The investigated steel was molten in the electric vacuum furnace at the pressure of about 1 Pa, cast into ingots weighing about 250 kg, and were roughed at the temperature range 1100-900°C into the O.D. 75 mm bars, which were soft annealed. After making by machining the O.D. 70 mm and 6 mm thick specimens they were heat treated. The specimens were austenitized on the salt bath furnace and tempered in the chamber furnace in the protective atmosphere – argon. The specimens were gradually heated to the austenitizing temperature with the isothermic stops at 650 and 850°C for 15 min. Further they were austenitized for 30 min at the temperature of 1060°C and cooled in hot oil. The specimens were tempered twice for 2 hours at the temperature of 510°C after quenching. Surfaces of specimens were sand blasted and machined on magnetic grinder. Next, powder layers of the WC tungsten carbide of two different thicknesses of 0.06 mm and 0.11 mm bounded with the inorganic binding agent were put down onto the degreased specimens. The siliceous liquid glass consisting of the Na_4SiO_4 orthosilicate and $\text{Na}_2\text{Si}_2\text{O}_5$ sodium disilicate was used as a binding agent in the form of the syrup like solution obtained under the increased pressure. Selected properties of the commercial tungsten carbide, being a mixture of the WC tungsten carbide and pure tungsten are presented in Table 2. Specimens of the X40CrMoV5-1 steel fixed in a turntable were remelted with the Rofin DL 020 high power laser beam (HPDL) with parameters specified in Table 3. The dimensions of the laser beam focused on the material surface are 1.8 x 6.8 mm. Remelting was carried out perpendicularly to the longer side of the focused beam with the multimode energy distribution, which makes it possible to obtain the wide run face. The working focal length (measured from the protective glass in the head) is 92 mm. The multimode energy distribution was used. It was established experimentally that the argon blow-in with the flow rate of 20 l/min through the ϕ 12mm circular nozzle oppositely directed in respect to the remelting direction provides full remelting zone protection.

Remelting of specimens was carried out at the constant remelting rate of 0.5 m/min, changing the laser beam power in the range of 0.7-2.5 kW. Hardness tests were made with Rockwell method in C scale on specimens subjected to the standard heat treatment and alloyed using the high power diode laser at various parameters, making 10 measurements for each condition and calculating their average value. Test results were analysed statistically. Hardness was measured on the ground and buffed front surfaces of specimens. Test of dry wear resistance with the pin-on-disk method were made on the computer controlled CSEM High Temperature Tribometer. Friction force between the ball and the disk was measured during the test run. Basing on the preliminary experiments the following test conditions were assumed: the smallest scatter of results and stable tribological characteristics were obtained for the counter-specimen in the form of the 6 mm diameter ball from the aluminium oxide

Al_2O_3 . In this test the stationary ball was pressed against the disk rotating in the horizontal plane with the force of 10N.

Table 1 - Chemical composition of the investigated X40CrMoV5-1 steel

Steel type	Average mass concentration of elements, %								
	C	Mn	Si	Cr	W	Mo	V	P	S
X40CrMoV5-1	0.41	0.44	1.09	5.40	0.01	1.41	0.95	0.015	0.010

Table 2 - Properties of the WC powder

Powder	Average grain diameter, μm	Melting temp., °C	Density, g/cm^3	Hardness, HV_{30}
WC	20 - 30	2730 - 2870	15,6	1550

Table 3 - Technical data for the HPDL Rofin DL 020

Wavelength of the laser radiation, nm	808 $\pm$ 5
Maximum output power of the laser beam (continuous wave), W	2500
Power range, W	100-2500
Focal length of the laser beam, mm	82 / 32
Laser spot size, mm	1.8 x 6.8 / 1.8 x 3.8
Power density range in the laser beam focal plane, kW/cm^2	0.8-36.5

The rubbing speed was 0.5 m/s, friction radius was from 11 to 22 mm, and the optimum friction distance was determined as 1000 m. Environment temperature was assumed as 23°C, and the relative air humidity as 50%. Measurement of the specimens mass loss was made on the Mettler AT 201 electronic weigher, cleaning the specimens from the wear products in the friction zone with the air jet. Analysis of the counter-specimen wear land (Al_2O_3 ball) was made using the light microscope with the Image – Pro Measure Version 1.3 image analysis system at magnification 50x. Wear profiles of the specimens were made on the Taylor – Hobson Form Talysurf 120L laser profile measurement gauge in the depth range from 5 μm to 20 μm and the measurement length from 500 μm to 1755 μm in three planes every 120°. The examined specimens were tribologically damaged due to action of the counter-specimen with the load of 10 N, along the friction distance of 1000 m. To analyse changes of the friction coefficient, plots of friction coefficient μ as function of friction distance were made.

Analysis of Experimental Results: Hardness tests of the X40CrMoV5-1 hot work alloy tool steel after its standard heat treatment and after alloying with tungsten carbide indicate that in most cases laser treatment of surface layers causes growth of their hardness. Hardness of the surface layer of steel alloyed with tungsten carbide alloying layer 0.06 mm thick increases to 64.5 HRC at the laser beam power equal to 1.9 kW. Alloying with laser beam with 0.5 kW power is an exception – hardness in these conditions falls below the hardness value of the material after the standard heat treatment and is 55.4 HRC. Figure 1 presents changes of the surface layer hardness versus laser beam power, for steel alloyed with the tungsten carbide of the alloying layer 0.11 mm thick. The maximum surface layer hardness obtained by alloying with laser of 0.7 kW power is 66.5 HRC. No hardness drop below the value characteristic for steel after the standard heat treatment was observed.

The examined specimens were tribologically damaged due to action of the counter-specimen with the load of 10 N, along the friction distance of 1000 m. To analyse changes of the friction coefficient, plots of friction coefficient μ as function of friction distance were

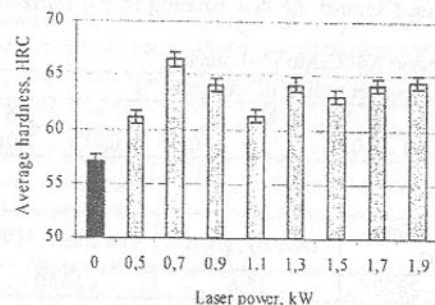


Fig. 1. Change of the average X40CrMoV5-1 steel surface layer hardness after alloying with the tungsten carbide of the 0.11 mm layer thickness with the variable power laser

times smaller (about 0.094 mm²).

For the tribological assessment of the examined surface layer the linear wear was measured using the wear profiles. The exemplary surface layer wear profiles of the steel are shown in Figure 2c, 3c. The influence of laser alloying was found out on the depth of the transverse section of the wear path, which for the non-remelted material was about 4 μm, whereas for the surface layer alloyed by tungsten carbides with the laser beam with the 0.7 kW power it achieved value of 1.0 μm.

Conclusions: The surface layer remelting experiments of the X40CrMoV5-1 steel carried out with the high power diode laser (HPDL) indicate that it is possible to obtain the friction coefficient smaller than about 15% in the pair of Al₂O₃ with the laser remelted surface layer of the steel. Employment of laser remelting leads to decrease in the mass wear of specimens

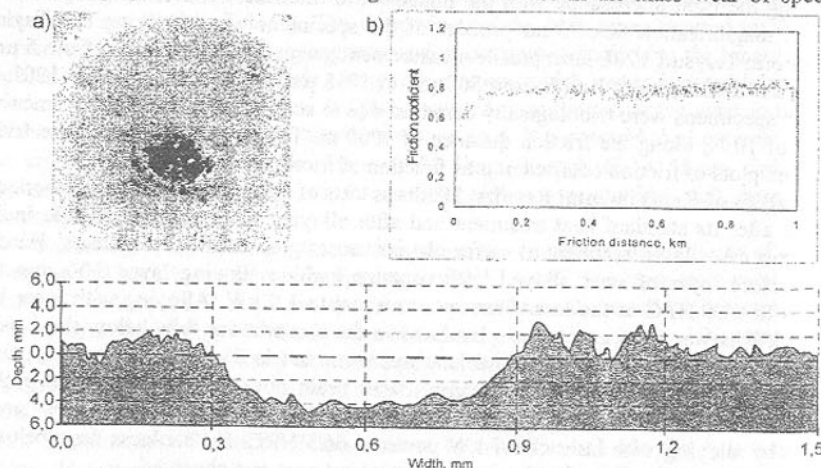


Fig. 2. Tribological properties of the surface layer of the steel after the standard heat treatment: a) the Al₂O₃ counter-specimen wear after 1000 m of friction distance, b) friction characteristics of the Al₂O₃ and the X40CrMoV5-1 steel surface layer pair, c) wear profile

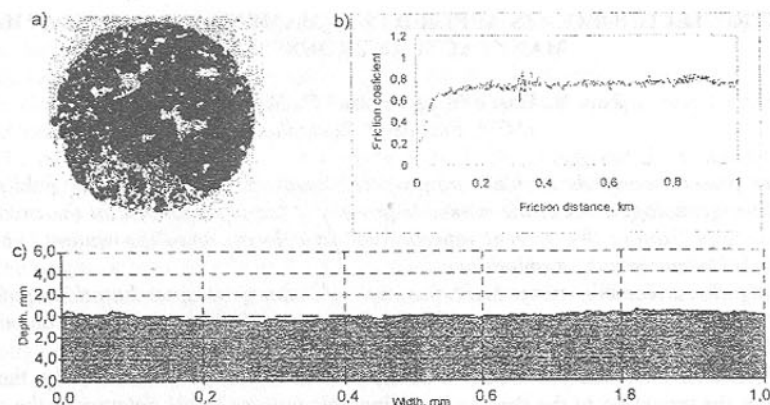


Fig. 3. Tribological properties of the surface layer of the steel after alloying with the 0.5 kW laser beam; travel speed – 0.7 m/s, thickness of the coating – 0.11 mm: a) the Al₂O₃ counter-specimen wear after 1000 m of friction distance, b) friction characteristics of the Al₂O₃ and the X40CrMoV5-1 steel surface layer pair, c) wear profile

during the test, due to the slower release of the wear products. The analysis of the wear profiles of the surface layer revealed decrease in the profile depths for the laser remelted materials. No meaningful effect of the laser beam power during remelting was found on the tribological properties of the surface layer of the X40CrMoV5-1 alloyed hot-work alloy steel. The fine-grained structure is responsible for hardness increase of the alloyed layer to 66.5 HRC. Obtained results confirmed the applicability of the used method of the modification of the surface layer for the improvement of its tribological properties.

Acknowledgments: Investigations were partially financed within the framework of the Polish State Committee for Scientific Research No 4 T08C 051 25 grant headed by Dr. E. Hajduczek

References: 1. Michalczewski R., Piekoszewski W., Szczerek M., Tuszyński W., Wulczynski J.: Methodology of the tribological properties of coatings. *Inżynieria Materiałowa*, no 6, 2000, s. 344-348 (in Polish). 2. Dobrzański L.A., Bonek M., Klimpel A., Lisiecki A.: Surface layer's structure of X40CrMoV5-1 steel remelted and/or WC alloyed with HPDL laser, *Materials Science Forum*, Vols. 437-438, 2003, p. 69; 3. Dobrzański L.A., Bonek M., Klimpel A., Bugliosi S.: Tribological properties of the surface layer of the X40CrMoV5-1 steel alloyed using the high power diode laser (HPDL), *Wisnyk Technologicznego Uniwersytetu Podilla*, nr 6, 2003, vol. 1 (part 1), p. 72-78 4. Dobrzański L.A., Bonek M., Hajduczek E., Klimpel A., Lisiecki A.: Application of high power diode laser (HPDL) for alloying of X40CrMoV5-1 steel surface layer by tungsten carbides. *International Conference on Advanced Materials & Processing Technologies, AMPT 2003, Dublin, 2003*, p. 77-80. 5. Mateos J., Cueto J.M., Fernandez E., Vijande R.: Tribological behaviour of plasma sprayed WC coatings with and without laser remelting. *Wear*, vol. 239, 2000, p. 274-281. 6. ASTM G99-90, Standard test method for wear testing with pin-on-disk apparatus.

Слано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

ELECTRO-TECHNOLOGIES APPLIED IN ARMAMENT AND AMMUNITIONS MANUFACTURE PROCESSES

Jula N., Russu M., Avădanei C., Marina G.,
(MTA, Bucharest, Romania)

The paper presents some theoretical and practical issues on electro-magnetic field plastic deformation technology used in the assembly process of the ammunitions, in the process of bullet-case joint fixation. We present experimental data (forces and deformations) obtained for the 14.5x114mm infantry ammunition.

Concerning the armament, we present the case of infantry weapon barrel manufacture through electro-technology processes. We analyze some theoretical aspects on electro-erosion involved in the 9 mm gun barrel manufacture.

GENERAL CONSIDERATIONS: In the process of ammunition assembly, the main operation is the mounting of the shell in its casing; this process highly determines the quality of the final product, not only from the dimensions point of view, but from the ammunition precision also. From the dimension point of view, large mounting tolerances drive to difficult barrel shell insertion or even shell rejection.

The value and the stability of the coupling force in the process of shell manufacturing are paramount in obtaining optimal pressure inside the weapon. This inner pressure is the most important factor that determines the interior and exterior ballistic of the weapon, thus the precision. The value of the coupling force obtained through non-reversible deformation in electromagnetic field was determined experimental, by measuring the force necessary to extract the shell from its casing. Currently, for 14.5x114 mm infantry ammunition, a large range of coupling forces is permitted in the assembly process (150 ÷ 600kgf). This large range is due to different particularities of the classic mechanical assembly technologies, which use moving parts, in direct contact with the ammunition.

The non-reversible deformation in electromagnetic field technology drives to an increase of dimension standard and quality (eliminating the discontinuities of the mechanical assembly processes) of the ammunition, as well as to a decrease of the range of the coupling forces needed, hence to an increase of the overall ammunition quality and precision.

Referring to the infantry armament, we have to emphasize that the rifle part of the barrel is designed in this way to give the bullet a rotational movement. The geometry of two successive barrel wall gaps forms the rifle, thus the diameter equals the caliber of the barrel. The rifle is practically a helicoidally nervure, described by the following

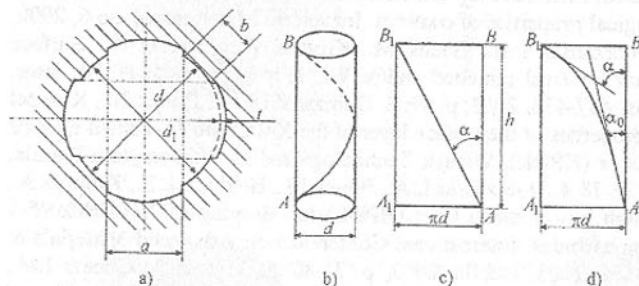


Fig. 1. Rifle characteristics

terms (figure 1a): filled section width (b), gap width (a), rifle height (t), inter-filled diameter (d) and inter-gap diameter (d₁). The length on which the rifle makes a complete rotation equals the so-called rifle step and its value is expressed in calibers (figure 1b). The rifle flank

that drives the movement of the bullet in the barrel bear the name "attack flank" or "leading flank" and is the most stressed part of the rifle.

Rifle section dimension determination is needed from the following reasons:

- To obtain deep enough cuts on the bullet casing and to ensure proper barrel cleanliness we would have the filled width (b) minimal.

- The more narrow the rifle is, the easier is the bullet casing cut. It is mandatory to observe the critical resistance dimension, thus, in practice, usually the filled width is approximate one half of the gap width. For example, at the 7,62 mm caliber shotgun, the gap width is a=3,81 mm, and the filled width is b=2,17 mm.

- The height of the rifle drives the depth of the cuts in the bullet casing. For low height rifles, a slight fatigue can drives to the liftoff of the bullet from the rifles. Thus, it is better to have a larger value for the rifle height, in spite the fact that the larger rifles generates more drag through causing deeper cuts in the casing. From those considerations the rifle height is determined by relation: [1]

$$t \in \left(\frac{1}{70} \div \frac{1}{50} \right) d$$

For the 7,62 mm gun the rifle height is t=0,15 mm. For portable armament of 6,5÷9 mm caliber, the rifle number is chosen from n=4 or 6, and for portable armament of 11÷14,5 mm caliber, the rifle number is n=8. Due to manufacturing reasons, the rifle number is always even. Through various experiments it was shown that the lower the rifle number is, the longer the life of the barrel will be, and the increase of the rifle number drives to a decrease in the specific pressure on the attack flanks.

The surface roughness, the rifle bumps and the manufacturing precision for the barrel channel drives to an increase in the shooting inaccuracy up to 20% [1,2]. For constant step rifles (the corresponding line is straight, figure 1c) the resulting fatigue will be not constant and higher for the attack flanks of the rifles. For progressive slope rifles (figure 1d) the fatigue is approximate uniform with respect to the barrel length. In this case, the α angle between the generator and the curve tangent increases from the origin towards the end of the barrel ($\alpha_0 < \alpha$). In spite this great advantage, the progressive slope rifles are not common for small caliber armament due to manufacturing issues. In practice, we see the following rifle cross-sections: squared, trapezoid, rounded, segmented.

The rifle manufacturing processes can be classical technology [3] (mechanical deformation, cold forging) or modern technology – electro-technology (electro-erosion). In this paper we present issues related to rifling operation using electro-technology procedures.

EXPERIMENTAL DATA AND RESULTS: The experimental results were obtained through tests on the 14.5x114 mm caliber infantry bullet, coupled through plastic deformation in electro-magnetic field. The power source of the testing equipment provided a voltage of $U_0 = 4500V$. For quality control of the process, a batch of electro-magnetic coupled bullets was put into bullet extraction force measurement test. The extraction necessary force was varied increasingly uniform through an adequate device. The experimental results [4] obtained for the extraction force as well as for the dimension control for a batch of 10 bullets are presented in table 1.

Table 1

Subj ect No.	Extraction force value [kgf]	Dimension control result
1.	165	Admitted
2.	256	Admitted
3.	305	Admitted
4.	324	Admitted
5.	316	Admitted
6.	319	Admitted
7.	305	Admitted
8.	290	Admitted
9.	278	Admitted
10.	253	Admitted

At the dimension control, the subject bullet was measured against the total length, the width and the uniformity of the plastically deformed contour and the coaxial degree of the coupling. The obtained values were within standards and there was no rebut.

From the experimental results we can emphasize that the electro-magnetic plastic deformation coupling force has a lower dispersion, in a range of $165 \div 324$ kgf, versus the classical approach, where the coupling force dispersion is within the $150 \div 600$ kgf range. This narrower

range means a narrower shooting dispersion, keeping the other shooting parameters constant.

Referring the rifle manufacture for the 9 mm pistol we have to emphasize that prior to rifling, the inner barrel is processed to the inner diameter between the filled parts. The material used for barrel manufacture is high-quality steel ($Cr-Ni-Mo-V$), issued as heat-laminated bars, normalized and re-heated. For the 9 mm pistol, the tubular shape material is subject to electro-chemical smoothing procedure (down to $0.4 \mu m$ roughness and an inner diameter of $\phi=8.87 \pm 0.04$ mm). This above-mentioned operation is accomplished on a device with the following parameters: 8-12V voltage; $200 \pm 25\%$ A current intensity; 1Mpa working pressure, 16-30°C temperature range, 27-32 s erosion time, Sodium Chloride as electrolyte, in concentration of $100 \div 150$ g/l. The barrel is mounted such the electrode remains at a constant distance towards the surface to be processed. The barrel is linked to the anode and the tool-electrode to the cathode. For rifling, the electrode has the rifle shape (the inner barrel negative). The active surface of the electrode realizes the gaps and the non-active surface, hard PVC insulated, realizes the filling (figure 2).

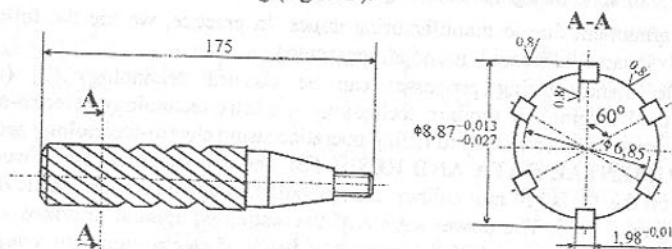


Fig. 2. The rifling electrode shape

Before processing, the piece is prepared through repeated grease removing and washing, using various chemical grease-removers such as per-chlorine-ethylene, petrol, and acids. After electro-chemical processing, the barrel is washed again using cold water and hot water and soap, for protection. If the rifling is postponed, the semi-finished barrel is again soaped for protection, being subject of grease-removal prior to rifling.

The electro-chemical rifling is realized with special devices using as working agent Sodium Chloride in $100 \div 150$ g/l concentration (120 g/l optimum), and having the following technological parameters: bath temperature $16 \div 30^\circ C$, working agent pressure 1.6 MPa, continuous current voltage 8-12V, current intensity 150-200A. Subject to the value of the current intensity, we have a process time in the range of 17 and 24 seconds/piece. After rifling, the piece is washed with cold water and is treated with soap; after these operations, the barrel is processed at the exterior, and to the interior is chromed.

The dimension characteristics obtained for the barrel interior have the following values: 6 squared rifles; inter-filled diameter (caliber) = 8.87 ± 0.06 mm; inter-gap diameter = 9.07 ± 0.04 mm, gap width = 2.53 ± 0.15 mm; rifled section length = 91.5 mm; rifle step = 280 mm; electro-erosion processed surfaces roughness $R_a \approx 0.4 \mu m$.

CONCLUSIONS:

- The electro-magnetic field plastic deformation manufacture process ensures high quality ammunition through uniform bullet-casing coupling.
- This technology was initially used in aerospace industry for processing hard-material pieces, thus the procedure can be extended to higher-stiffness alloy based ammunition.
- Having no physical contact between the material and the active parts of the device, there is no need for mechanical maintenance and the piece surface maintains its prior characteristics.
- The coupling pressure value can be electrically controlled with high-accuracy for the entire value range reachable by the plastic deformation device.
- The plastic deformation device can be easily integrated into an automated production line.
- The electro-technology related procedures are highly advantageous versus the classic ones. In this case, there is no contact with the tools, meaning no need for high mechanical forces. For example, for pipe cold processing, the forging device has a head advancing force of 10 tons, and the total weight of 29 tons. Compared with that, the electro-erosion device total weight is smaller by ten times.
- The electro-technology related procedures do not require special tools made by hard materials and are relatively easy to maintain. Also, these procedures drive to better work conditions and to an environment-friendly manufacture approach.

REFERENCES: 1. Verboncu, S., Iancu, I. – Armament de infanterie. Ed. AM, 1982. 2. Keresteş, L. – Contribuții privind creșterea resurselor remanente ale țevelor de armament prin îmbunătățirea tehnologiei de fabricație. Tz.Doc., ATM, 2002. 3. Arefiev, M. G., Karpov, L. I. – Fabricarea țevelor pentru armamentul de infanterie, IDT, 1954. 4. Russu, M., Jula, N., Cernat, M., – Some Issues Concerning Application of Deformation Technology in Electromagnetic Field to Ammunition Coupling. Tech. Konf. "Masinostroenie i tehnosfera na rubeje XXI veka", Donetsk, Sevastopol, 2001, Tom 3, pag 203-207.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ESTIMATION OF THE PARAMETRICAL STABILITY OF THE BAND SAWS DURING THE CUTTING PROCESS

Andrzej Nowak*, Józef Wojnarowski**

**Faculty of Mechanical Engineering, *Faculty Mathematics and Physics
Silesian University of Technology, Gliwice, Poland

Summary. In the paper the model of the parametrical vibrations for the moving of the band saws is presented. There the conditions of the stability of the moving band saws regard to the exploitation parameters – the worked velocity and the axially loads of the band are formulated. The kinematical magnitudes of the moving band saws in function of the time for different values of the parameters are shown.

1. Introduction: In the paper the problem of the estimation of the parametrical stability of the band saws during the cutting process is presented. There the parametrical vibrations of the band saws on basis of the Mathieu equation [1] are analysed. Such vibrations are existed on length of the band between the band rolls. To main source of the such phenomenon during the cutting process the dynamical longitudinal force in the band saw in term of the harmonical function should be considered. The analysed problem has important meaning for design of the exploitation parameters of the cutting machines, in particularly regard to the velocity of the band saws and the cutting force. The physical and dynamics model of band saws with loads disposition in Fig.1 is presented. The initial cutting force in the band saws by spring element is realized.

2. Mathematical model of the band saws motion: The transversal vibrations of the band saw as the continuous system in term of the partial differential equation is described [2]:

$$\rho A \ddot{y} - 2\rho A v_0 \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} - R \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0, \quad (1)$$

where

$$R = S + \eta F_d - T, \quad T = \mu N, \quad F_d = \rho A v_0^2 (1 + \chi_d \cos \omega_0 t), \quad \omega_0 = v_0 / r, \quad \chi_0 < 1 \quad (2)$$

is the dynamical cutting force in the band saws.

The boundary conditions are following:

$$y(x, t) = 0, \quad y''(x, t) = 0 \quad \text{for } x = 0, l. \quad (3)$$

The solution of the equation (1) we assume in term of series:

Corresponding author

E-mail address: jozef.wojnarowski@polsl.pl

$$y(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} q_k(t) \sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right), \quad (4)$$

Putting the solution (3) in equation (4) and by integration in range $0 \leq x \leq l$ we obtain the discrete equation of the band saw motion for vibrations mode:

$$\rho A \ddot{q}_k + [R(\frac{k\pi}{l})^2 + EI(\frac{k\pi}{l})^4] q_k = 0, \quad k=1, 2, \dots \quad (5)$$

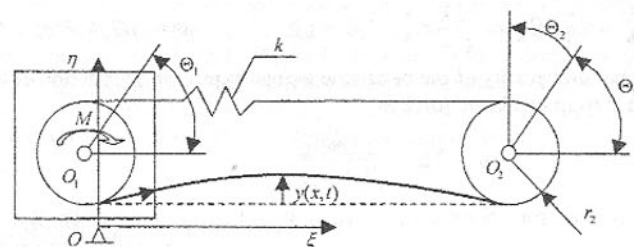


Fig.1. Dynamical model of the band saw with loads disposition

The equation (5) may be transformed to classical Mathieu equation in function of the no dimensional time $\tau = \omega_0 t$:

$$q'' + (a_k^2 + \chi_k \cos \tau) q_k = 0, \quad (6)$$

where

$$F_n^0 = S - T - \chi_p A v_0^2, \quad F_d^0 = \eta \rho A \chi_d v_0^2,$$

$$a_k = \omega_k / \omega_0, \quad \chi_k = (k\pi/l)^2 - \eta, \quad \chi_d = (\frac{k\pi}{l})^2 F_d^0 / (\rho A \omega_0^2), \quad (7)$$

$$\omega_k = (\frac{k\pi}{l}) \sqrt{[EI(\frac{k\pi}{l})^2 + S - T - \chi_p A v_0^2] / \rho A}. \quad (8)$$

The magnitude ω_k is equal to the natural frequencies of the band saw for optimal mode number k.

3. Stability analysis of the band saw motion: On basis of the equation (6) we can prove the detailed analysis of the parametrical stability of the band saw, in particularly for $k=1$.

The critical velocity of the band saw is given by the formula:

$$v_{kr,k} = \sqrt{[EI(\frac{k\pi}{l})^2 + S - T] / \chi_p A}. \quad (9)$$

The natural frequencies of the band saw may be presented in function of the critical velocity:

$$\omega_k = (\frac{k\pi}{l}) \sqrt{\chi (v_{kr,k}^2 - v_0^2)}. \quad (10)$$

Next we determine the critical velocity of the band saw for that the parametrical resonance is appeared:

$$v_{0,k} = v_{kr,k} / \sqrt{1 + \chi_k^2} < v_{kr,k}, \quad (11)$$

$$\chi_k^* = a_k^* / \beta_k = \frac{l\sqrt{\chi}}{k\pi} a_k^*, \quad k = 1, 2, 3, \dots, \quad a^* = 1/2, 1, 3/2, 2, 5/2, \dots$$

The exploitation velocity of the band saw we can express in function of the critical velocity and the cutting band saw force S :

$$v_0 = v_{kr,l} \frac{v_{eo}}{\sqrt{1 + v_{eo}}}, \quad (12)$$

where $v_{eo} = S/Fe$ for $S \ll Fe$, $v_0 \cong v_{eo} \cdot v_{kr,l}$, $Fe = (\pi/l)^2 Ely$.

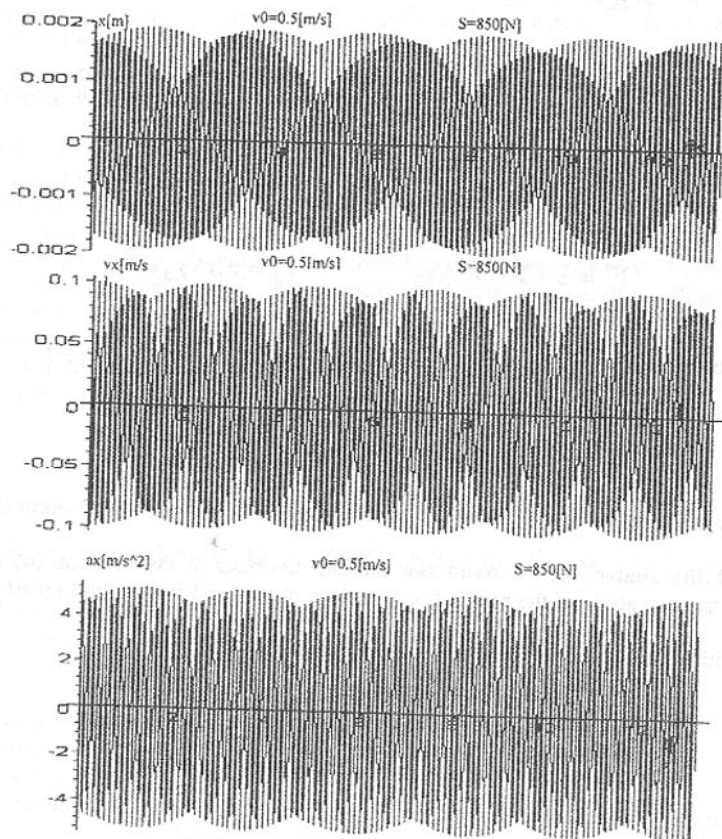


Fig.2. Courses of the vibrations of the band saw

4. Results of the numerical calculations: The input data for the dynamical model of the band saw are following: $L=1.45$ [m], $b=0.9$ [mm], $h=26$ [mm], $\rho = 7.8 \cdot 10^3$ [kg/m³], $r=0.15$ [m], $k_s=6,213 \cdot 10^4$ [N/m], $S=850$ [N], $P=1.4$ [kW], $A=bh=2.5 \cdot 10^{-9}$ [m⁴], $G=1980$ [N].

The numerical calculations by use of the MAPLE programme were realized in range of the estimation of the influence of the design parameters on the dynamical characteristics of

the band saw. The courses of the displacement, velocity and acceleration of the band saw for velocity $v_0 = 0.5$ [m/s] and cutting force $S=850$ [N] in Fig.2a,b,c are presented. The stability cycle of the parametrical vibrations in Fig.3a is illustrated. The influence of the cutting force on the critical velocity of the band saw in term of the corresponded curves for different values of the force in Fig.3b are shown. The courses of the vibrations of the band saw in case of the parametrical resonance for velocity $v_0 = 1.0$ [m/s] and cutting force $S=1500$ [N] in Fig.4a,b,c are presented.

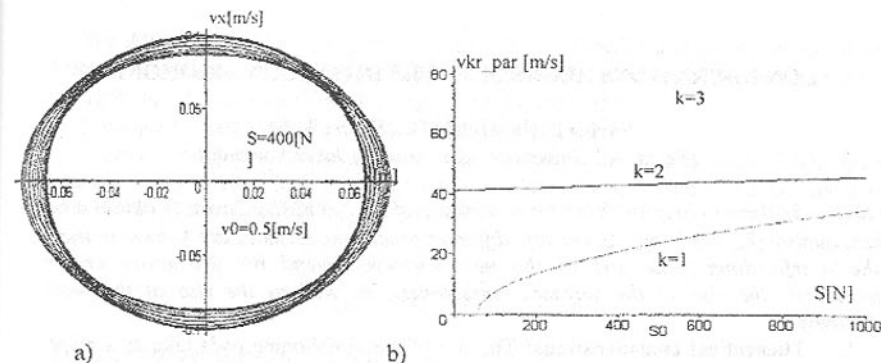


Fig.3. Stability cycle (a) and critical velocity in function of the cutting force (b)

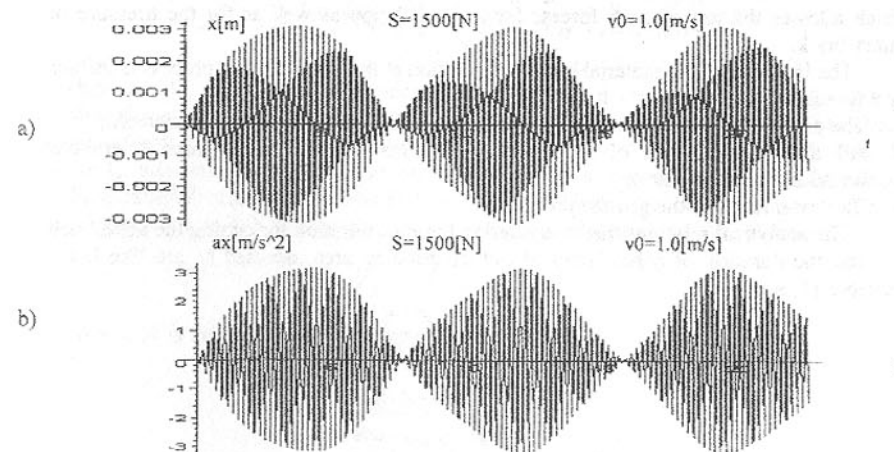


Fig.4. Courses of the resonance vibrations of the band saw

Bibliography: 1. Hayashi Ch.: Non linear vibration in physical systems. WNT Warsaw 1968. [in Polish]. 2. Mote C.D.: Some Dynamic Characteristics of Band Saws. Forest Products Journal, nr 2, 1986 p.37-41. 3. Computer model of the endless bandsaw blade during

This work is supported by KBN Research Grant Council. Poland 2004 y.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

CONSIDERATIONS REGARDING THE INTERIOR VIBROHONING

Sârbu I., Paraschiv Dr., Sârbu M.St.
(Technical University "Gh. Asachi", Jassy, Romania)

The tool is destined to overfinish the inner surfaces of the cylindrical bores, to obtain a better surface quality ($R_a = 0,1 \mu m$). Generally, different processing methods are known, in the field of the overfinishings; the end of the new solutions intend the previously presented desiderata, the rise of the surface's smoothness, as well as the rise of the working productivity.

1. **Theoretical considerations:** The use of the vibrohonings ends take as a principle the oscillations of the emery bricks. fact which leads to the rise in the number of the local contacts between the abrasive particles and the top of the surface irregularities.

A convenient variant, from the point of view of the use is the electromagnetical variant, which allows the use of such forces, for the oscillation as well as for the pressure of the emery brick.

The intensity of the material remove operation at the overfinishing process is influenced by a few factors:

- The physical, chemical and mechanical characteristics of the processed material;
- All the characteristics of the grinding tool (as like: abrasive material, granulation, hardness, structure, etc.);
- The parameters of the grinding process.

The analytical relations that characterize both the duration for cutting the aches, denoted t_2 , and the duration of aches removal out of grinding area, denoted t_1 , are like below, in relations (1) and (2):

$$t_1(\alpha) = \frac{4 \cdot A \cdot h_x}{R_z \cdot V_{asch} \cdot \sin 2\alpha} \quad (1)$$

$$t_2(\alpha) = \frac{4 \cdot A \cdot h_x}{R_z \cdot v_{asch} \cdot \cos^2 \alpha} \quad (2)$$

where h_x is the depth of the processed material;

R_z is the average height of the micro-irregularities of the processed surface;

α is the angle of the instantaneous processing speed vector, also named the synchronicity angle;

A is the amplitude of the oscillations;

$$V_{asch} = \sqrt{V_p^2 + V_{ba}^2} = \sqrt{V_p^2 + (4A \cdot v_{ba})^2} \quad (3)$$

where: V_p is the peripheral speed of the piece;

V_{ba} is the oscillating speed of the abrasive bar.

v_{ba} is the frequency of the oscillations

If the notation $k_1 = (2Ah_x)/R_z$ is introduced, then the relation (1) will become:

$$t_1(\alpha) = \frac{2 \cdot k_1}{V_{asch} \cdot \sin 2\alpha} \quad \text{and} \quad t_2(\alpha) = \frac{2 \cdot k}{V_{asch} \cdot \cos^2 \alpha} \quad (4)$$

The domain where the function $t_1(\alpha)$ from above is defined is composed of $0 < \alpha < 90^\circ$ and $90^\circ < \alpha < 180^\circ$. It could be observed that the differential function isn't definite for $\alpha = 0^\circ$, 90° or 180° , but it is annulled for the values of $\alpha = 45^\circ$ and 135° .

It is easy to observe that $t_2 = 0$ for $\alpha = 0^\circ$ and $\alpha = 180^\circ$.

From a strictly theoretical point of view, optimal processing conditions appears when the duration t_2 of aches forming is equal with the duration t_1 of removing the aches out of processing area. That happens when $t_1 = t_2$, or:

$$\frac{k_1}{v_{asch} \cdot \cos^2 \alpha} = \frac{2 \cdot k_1}{v_{asch} \cdot \sin 2\alpha} \quad (5)$$

The relation shown above is true only for $\alpha = 45^\circ$.

In this conditions it could be written that:

$$\lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} \frac{t_2(\alpha)}{t_1(\alpha)} = \lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} \frac{k_1 \cdot V_{asch} \cdot \sin 2\alpha}{2 \cdot k_1 \cdot V_{asch} \cdot \cos^2 \alpha} = \lim_{\alpha \rightarrow 90^\circ} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \infty \quad (6)$$

i.e. when $\alpha = 90^\circ$ and $v_{asch} \neq 0$, the piece is spinning with a speed $V_p \gg 0$. In this case, the particles of the abrasive bar creates elementary aches; the total volume of aches tend to became infinite faster than the duration of remove them out of the processing area; this conduce to over-stuffing the abrasive bar and, implicitly to process termination. Considering that the duration t_1 affects the productivity of the overfinishing process it will be studied the factors that influence it. Knowing that the oscillating speed is given by the relation:

$$V_{ba} = 4 \cdot A \cdot v_{ba} \quad (7)$$

where A is the amplitude of the oscillations and could be written as below:

$$t_1 = \frac{A \cdot h_x}{2 \cdot R_z \cdot v_{ba} \cdot \sin 2 \left(\arctg \frac{V_p}{4 \cdot A \cdot v_{ba}} \right)} \quad (8)$$

$$t_2 = \frac{C}{v_{ba} \cdot \cos^2 \left(\arctg \frac{V_p}{4 \cdot A \cdot v_{ba}} \right)} \quad (9)$$

Experimental research by overfinishing of cylindrical pieces shapes were accomplished.

It can be easy to observe the different character of the influences of the above mentioned parameters on the process of aches removing out of processing area.

Particularly, by increasing of the frequency of the oscillations ν_{ba} , the duration t_1 is continuously decreasing, having an asymptotically trend to a minimum value that depends on the working parameters.

If the increasing of the amplitude A is accomplished simultaneously with the decrease of the frequency of the oscillations ν_{ba} , i.e. $V_{ba} = \text{constant}$, the increasing of the duration t_1 has a sharp up gradient; that means the overfinishing process conditions are getting worse because of the over-staffing of the abrasive bar.

The refore, the experiments were conducted as the frequency was maintained constant $\nu_{ba} = \text{constant}$; in those conditions, simultaneously with the amplitude of oscillations increase, the thickness of the layer that was removed from the piece material, denoted with H_M , was, some how, greater.

We will present below the influence of the overfinishing working parameters on the effective duration of cutting, denoted t_2 .

In the case of maintaining constant the value of the V_{ba} , it could be observed the different character of the influences of the two parameters. Simultaneously with the frequency of the oscillation ν_{ba} the value for t_2 is decreasing and, in the same time, the duration of the process is increasing because the aches are cut into a shorter interval of time. On the other hand the growing of the amplitude A , for a constant value of the V_{ba} , leads to an increasing of the t_2 value, so that to the decreasing of the intensity of the process.

2. **Description. Functioning:** The vibrohoning end, which functions on the electromagnetical principle, shown in fig.1 is made up of the following components:

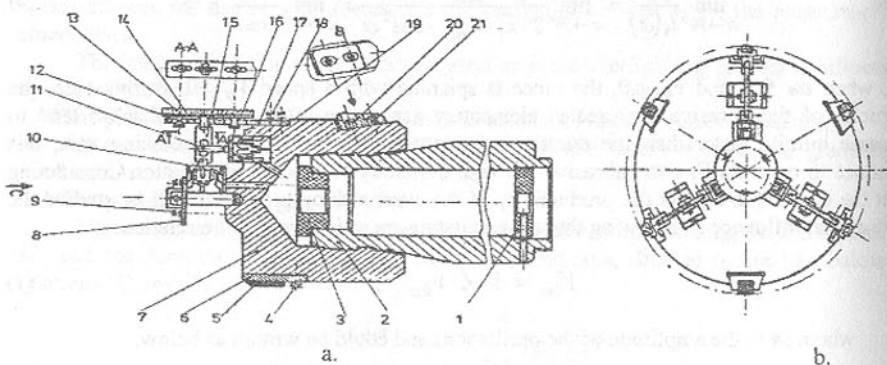


Fig. 1 Vibrohoning electromagnetical equipment
a. The basic diagram of the vibrohoning device.
b. The basic diagram of the "C" view device.

- body 2, which is assembled on the main axis of the machine, which stimulates the end in a rotating motion, it has 2 rings, from board-type insulant, 1 and 3 through which's holes will pass the electrical cables for the current supply of the active electromagnets, 10 and 19.

- the emery bricks 14, assembled in their plinths 13, sliding in the chaplet 17, with the help of the screw 12, make the main rotating motion together with body 7; the longitudinal oscillation motion longwise the generator of the piece is realized through the oscillation of the

mobile armature 16, of the electromagnet 19, the motion is transmitted to the emery brick 14 through the rod 11 and the lever 15.

The pressure of the emery files 14 is realized feeding the electromagnet 10 in continuous current which shifts radially its mobile armature, the motion being transmitted through the 15 lever. The electromagnet leans upon a central stud being sustained and fastened by the 8 flange and 9 screws;

The adjustment of the end and the guidance of this adjustment is made through the metallic bar 5, assembled in their plinths 6 and of the plinths 20, adjustable on the acclive assembly surfaces.

3. Experimental results

Regression equation is:

$$R_a = 0,0001t^6 - 0,0031t^5 + 0,0372t^4 - 0,2258t^3 + 0,7356t^2 - 1,2132t + 0,8253$$

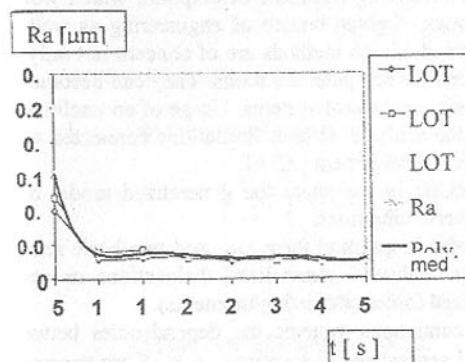


Fig. 1. Roughness dependence of the work time

meets both the results of other experiments of the researchers in the field and the practical process of overfinishing [1], [2]

On the basis of the projection of this vibrohoning tool variant one can obtain the following advantages:

- the reduction of the processing form errors, the emery brick leans upon the hole length of the piece's generator and the pressure rises together with the tendency of speed, length of the bar by the piece's irregularities on a greater radial.
- the possibility to obtain some mate surfaces with a dense net of scratches with better lubricating qualities;
- the increase of the working productivity of about 1,7-2 time.

References: 1. Sârbu, I., Research on superfinishing bearing races; Ph.d. Thesis, Iassy, Romania, 1999; 2. Taratinov, V., Teoreticescoe i experimentalnoe issledovanie protessa superfinisirovania podsipnicov stalei eliborovimi bruscam. Avtoreferat dissertatii na soscanie ucenoi stepeni cand. tehn. nauc. Moskva, 1972

Слано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

Sekala A., Swider J.

(Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

The paper presents a method of design and analysis of continuous vibrating systems execute transverse vibrations by means of flow graphs. On examples of longitudinal vibrating continuous models an application of flow graphs has been shown.

1. **INTRODUCTION:** Given the difficulties involved in developing a detailed mathematical model of vibration complex mechanical systems, there has been much research effort directed at the development of alternative, more approximate techniques. Foremost amongst these is the graph theory. Such methods of description and interpretations of dynamical phenomena and design methods resulting from this description, which would provide easy way of interpretation in categories of given branch of engineering as well as would allow for programming are being searched. Graph methods are of concern not only as mathematical tool for optimizing the algorithms for computer solutions. They can become an important design tool for analysis and synthesis mechanical systems. Usage of an unclassical method of the flow graphs allows to make the analysis without limitations connected with kinds and number of elements of complex mechanical system [2,3,6].

2. **OBJECT OF THE RESEARCH:** In the paper the generalized model of a continuous mechanical system executes transverse vibrations.

For a description of the continuous model in question there are used two basic sets of values ${}_1S$ and ${}_2S$ (where: ${}_1S$ - set of polar values - generalized dislocations or angle coordinates, ${}_2S$ - set of flow values - generalized forces or twisting moments).

In modelling of considered class of continuous systems the dependencies between amplitudes of generalized forces ${}_2s_j \in {}_2S$ and generalized dislocations ${}_1s_i \in {}_1S$ are expressed by the notion of dynamic susceptibility Y_{ij} , i.e. marked with a sign of generalized dislocation amplitude in the direction i - this generalized coordinate, caused by generalized force in a form of harmonic function with unit amplitude, complying j - this generalized coordinate, i.e. [1,2,4]:

$${}_1s_i = Y_{ij} {}_2s_j \quad (1)$$

where: ${}_2s_j \in {}_2S$ - amplitude of generalized forces or bending moments, ${}_1s_i \in {}_1S$ amplitude of generalized dislocations as variables in modelling of torsionally vibrating systems of the class in question, ${}_2s_k = e^{a\omega t}$, $a = \sqrt{-1}$, ω - frequency.

We have taken under the consideration a model of transverse vibrating bar system and with sectionally stable intersection. The example of this system has been presented in fig.1.

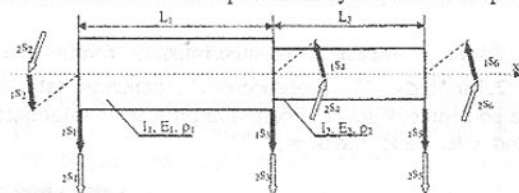


Fig. 1. The model of a mechanical system

Where: L - length,

I - moment of inertia of the cross-sectional area,

E - elastic modulus,

ρ - density of material.

When the two components are coupled together compatibility requirements lead to the equations:

$$\begin{cases} {}_1s_3 \equiv {}_1s_1^{(2)} = {}_1s_1 \\ {}_1s_4 \equiv {}_1s_2^{(2)} = {}_1s_2 \end{cases} \quad (2)$$

Considering force equilibrium we have that:

$$\begin{cases} {}_2s_3^{(1)} + {}_2s_1^{(2)} = {}_2s_3 \\ {}_2s_4^{(1)} + {}_2s_2^{(2)} = {}_2s_4 \end{cases} \quad (3)$$

Assume the relations between generalized forces and generalized dislocations areas follow:

- in the case of first element:

$$\begin{bmatrix} {}_2s_1^{(1)} \\ {}_2s_2^{(1)} \\ {}_2s_3^{(1)} \\ {}_2s_4^{(1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_a^{(1)} & Z_b^{(1)} & Z_c^{(1)} & Z_d^{(1)} \\ Z_e^{(1)} & Z_f^{(1)} & Z_g^{(1)} & Z_h^{(1)} \\ Z_i^{(1)} & Z_j^{(1)} & Z_k^{(1)} & Z_l^{(1)} \\ Z_m^{(1)} & Z_n^{(1)} & Z_o^{(1)} & Z_p^{(1)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}_1s_1^{(1)} \\ {}_1s_2^{(1)} \\ {}_1s_3^{(1)} \\ {}_1s_4^{(1)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

- in the case of second element:

$$\begin{bmatrix} {}_2s_1^{(2)} \\ {}_2s_2^{(2)} \\ {}_2s_3^{(2)} \\ {}_2s_4^{(2)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_q^{(2)} & Z_r^{(2)} & Z_s^{(2)} & Z_t^{(2)} \\ Z_u^{(2)} & Z_v^{(2)} & Z_w^{(2)} & Z_x^{(2)} \\ Z_y^{(2)} & Z_z^{(2)} & Z_{aa}^{(2)} & Z_{ab}^{(2)} \\ Z_{ac}^{(2)} & Z_{ad}^{(2)} & Z_{ae}^{(2)} & Z_{af}^{(2)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}_1s_1^{(2)} \\ {}_1s_2^{(2)} \\ {}_1s_3^{(2)} \\ {}_1s_4^{(2)} \end{bmatrix} \quad (5)$$

Flow graph as a graphical image of the system [5] has been shown in fig.2. In order to simplify the legible of the graph the second subsystem has been marked by the dashed line.

This graph is described by relations between generalized forces and generalized dislocations relations as follows:

$$\begin{cases} {}_2s_1 = {}_1s_1({}_1s_1) + {}_2s_1({}_1s_2) + {}_1s_1({}_1s_3) + {}_1s_1({}_1s_4) \\ {}_2s_2 = {}_2s_2({}_1s_1) + {}_2s_2({}_1s_2) + {}_2s_2({}_1s_3) + {}_2s_2({}_1s_4) \\ {}_2s_3 = {}_2s_3({}_1s_1) + {}_2s_3({}_1s_2) + {}_2s_3({}_1s_3) + {}_2s_3({}_1s_4) + {}_2s_3({}_1s_5) + {}_2s_3({}_1s_6) \\ {}_2s_4 = {}_2s_4({}_1s_1) + {}_2s_4({}_1s_2) + {}_2s_4({}_1s_3) + {}_2s_4({}_1s_4) + {}_2s_4({}_1s_5) + {}_2s_4({}_1s_6) \\ {}_2s_5 = {}_2s_5({}_1s_1) + {}_2s_5({}_1s_4) + {}_2s_5({}_1s_5) + {}_2s_5({}_1s_6) \\ {}_2s_6 = {}_2s_6({}_1s_2) + {}_2s_6({}_1s_4) + {}_2s_6({}_1s_5) + {}_2s_6({}_1s_6) \end{cases} \quad (6)$$

Stiffness matrix described by the set of algebraic equations (6) is:

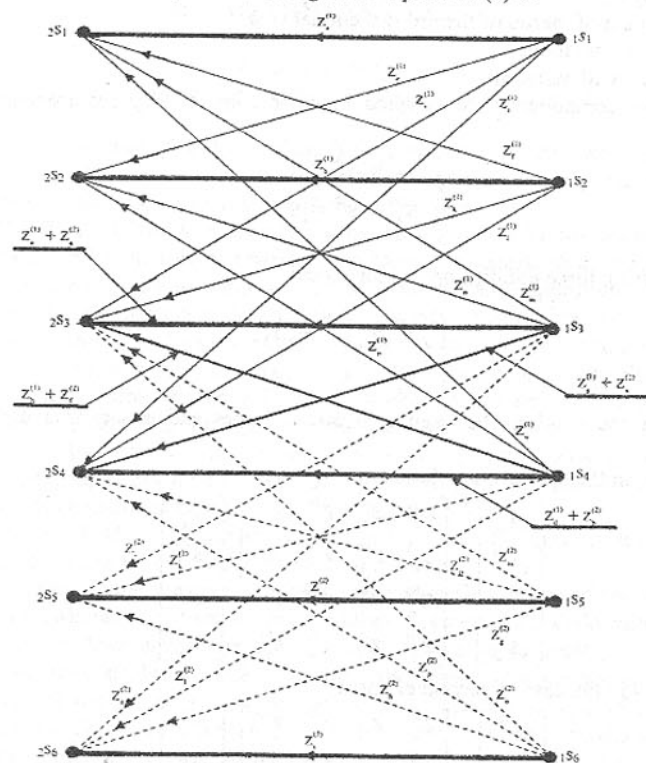


Fig.2. Flow graph modelling the system shown in fig.1.

$$Z = \begin{bmatrix} Z_a^{(1)} & Z_c^{(1)} & Z_e^{(1)} & Z_i^{(1)} & 0 & 0 \\ Z_f^{(1)} & Z_b^{(1)} & Z_k^{(1)} & Z_l^{(1)} & 0 & 0 \\ Z_m^{(1)} & Z_n^{(1)} & Z_e^{(1)} + Z_a^{(2)} & Z_g^{(1)} + Z_e^{(2)} & Z_i^{(2)} & Z_t^{(2)} \\ Z_o^{(1)} & Z_p^{(1)} & Z_h^{(1)} + Z_f^{(2)} & Z_d^{(1)} + Z_b^{(2)} & Z_k^{(2)} & Z_s^{(2)} \\ 0 & 0 & Z_m^{(2)} & Z_n^{(2)} & Z_c^{(2)} & Z_g^{(2)} \\ 0 & 0 & Z_o^{(2)} & Z_p^{(2)} & Z_h^{(2)} & Z_d^{(2)} \end{bmatrix} \quad (7)$$

In order to calculate interesting dynamic flexibility we should have to apply pattern (8)[1]:

$$Y_j = (-1)^{i+j} \frac{\det Z_{ij}}{\det Z} \quad (8)$$

3. **CONCLUSION:** The described flow graphs method presented in the paper makes it possible to apply on computer programs. The above method is an introduction to optimal control of a set of models of continuous or discrete - continuous dynamical systems.

References: 1. Bishop R.E.D., Johnson D.G.: The Mechanics of Vibration. Cambridge University Press, 1960. 2. Dzitkowski T.: The reverse task of dynamics discrete-continuous mechanical systems represented graph and structural numbers [in polish]. PhD dissertation, Gliwice 2001. 3. Mason S. J., Zimmermann H.J.: Electronic circuits, signals, and systems. Wiley, New York, 1960. 4. Pasek M.: Hypergraphs Skeletons in Modelling of Mechanical Constructions [in polish]. PhD Dissertation, Gliwice. 5. Sekala A., Swider J.: Application of flow graphs for modelling continuous vibrating systems. 12th International Scientific Conference, Achievements in Mechanical & Materials Engineering, Gliwice – Zakopane, Poland, 2003. 6. Wojnarowski J. Applications of graphs in analysis of vibration of mechanical systems [in polish]. PWN, Warszawa-Wrocław, 1981.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

STUDY OF THE SURFACE ROUGHNESS
AT THE MACHINING OF THE PLANE SURFACES WITH END MILLS

Slătineanu L., Dodun, O., Coteață M. (TU, Iași, Romania)
and Santo L. (UTV, Rome, Italy)

At the machining of the plane surface with the end mills, the size of the surface roughness parameter R_a could be influenced in essence by the cutting parameters, the geometrical parameters of the active part of the tool, the rigidity of the technological system, the presence and the nature of the cutting liquid etc. The papers presents a theoretical model of the influence exerted by the work feed f , the radius of the tool point and the radius of the circle corresponding to the tool points on the size of the surface roughness parameter R_a .

1. Introduction: It is known that the plane surfaces can be obtained with a high material removal rate by means of the end milling cutters. Such tools are also used to obtain a small roughness of the plane surfaces, therefore inclusively in case of the finishing machining methods. At the Technical University „Gh. Asachi” of Iași, large theoretical and experimental researches concerning the so-called mills with continuous sharpening were performed [1].

On the other hand, the mills with cemented-carbide tips having a circular shape are used; if a mechanical solution is applied to clamp the tip on the tool body, a simple repositioning by rotating of the tip could offer new acceptable machining conditions, when the tool edge is worn. The roughness obtained by machining of the plane surfaces is depending on the geometrical parameters of the tool and on the operating parameters; a correct selecting of the tool and establishing of the operating parameters could permit to obtain plane surfaces characterized by a small surface roughness.

The specialty literature includes relatively rarely theoretical models concerning the influence exerted by the working conditions on the surface roughness parameter R_a in case of end milling [2, 3, 4]; in the frame of a collaboration between the researchers who work at the Department of Machine Manufacturing Technology from the Technical University of Iași - Romania and the University Tor Vergata of Rome - Italy, we have tried to emphasize the



Fig. 1. Surface generated by the circular tips belonging to an end mill

surface on the workpiece (fig. 1). Because the speed of the tool feed motion is usually much smaller than the speed of the tool rotating motion, we could approximate the resulted surface as a zone of a ring surface.

Thus, a section through the machined surface with a plane defined by the tool axis (perpendicular on the machined surface) and the direction of the feed motion will point out a profile including a chain of arcs of circle having the radius R (the radius of the circular tip edge). In the planes parallel with the above mentioned plane and located at a distance a from the first plane, the profile of the machined surface does not include arcs of circle, but arcs of curves defined by more complex mathematical relations. In such conditions, we could suppose that the size of the roughness parameter R_a is distinct in different planes. *The main objective of this paper is to verify the above mentioned assumption.*

In our case, we will consider a small inclination of the tool rotation axis, so that on the machined surfaces only a set of tracks of the end mill passes appears.

To establish the mathematical model corresponding to the roughness parameter R_a , we will use a coordinate system xyz as we can see in figure 1.

From geometrical point of view, the ring surface is obtained by the rotating of a circle round of an axis placed in its plane, but who does not intersect the circle. If the radius of the circle is R and the centre of the circle is situated on the semiaxis Ox , in the point $A(a, 0, 0)$, the following relations will define the circle:

$$\begin{aligned}(x-a)^2 + z^2 - R^2 &= 0 \\ y &= 0\end{aligned}\quad \begin{matrix} (1) \\ (2) \end{matrix}$$

The surface generated by the rotation of the circle round of the semi-axis Oz will correspond to the relation:

$$(\sqrt{x^2 + y^2} - a)^2 + z^2 - R^2 = 0 \quad (3)$$

or

$$(x^2 + y^2 + z^2 + a^2 - R^2)^2 - 4a^2(x^2 + y^2) = 0. \quad (4)$$

We will suppose that we are interested to know the profile of the machined surface in a plane placed at a distance b from the plane zOy ; the intersection of the ring surface with this plane will generate a curve determined by the following relations:

theoretical correlation between the cutting conditions and the arithmetical mean deviation of the profile R_a .

2. Theoretical considerations: If the end mill is endowed with circular carbide tips placed so that the surface of chips generation coincides with a tool axial plane and a high cutting speed is used (to diminish the possibility of the built-up edge generation), we can consider that the machined surface includes a chain of ring surfaces (in fact, zones of ring surfaces). Indeed, at one rotation of the tool, if we do not consider the feed motion, the circular edge of the tip performs a zone of a ring

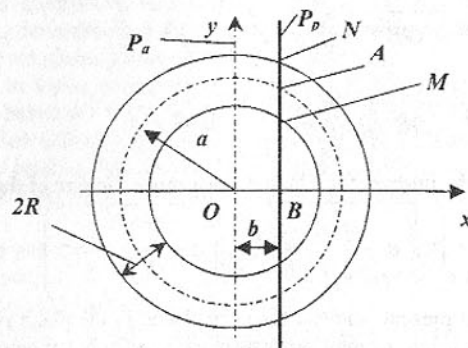


Fig. 2. Parameters which define the profile of the machined surface

$$(x^2 + y^2 + z^2 + a^2 - R^2)^2 - 4a^2(x^2 + y^2) = 0 \quad (5)$$

$$x = b \quad (6)$$

or

$$y^2 + z^2 + a^2 + b^2 - R^2 - 4a^2(b^2 + y^2) = 0. \quad (7)$$

Thus, we can write:

$$z = \pm \sqrt{R^2 - y^2 - a^2 - b^2 \pm 2a\sqrt{y^2 + b^2}} \quad (8)$$

The limits of the interval where the profile of the machined surface is interesting for us could be emphasized on the basis of the information included in figure 2. Our intention is to evaluate the size of the R_a roughness parameter along an interval defined by two consecutive peaks of the surface asperities; in fact, the profile of the machined surface is constituted of a concatenation of such profiles.

We will use the symbol „ a ” for the radius corresponding to the points of the cutting tool; these points are materialized by the points belonging to the circles that define the cutting edge of the carbide tips. We remark that both the points of the tools and the center of the circle whose rotation materializes the ring surface are at distance a from the rotation axis of the end mill. We will use the symbol b for the distance between the axial plane defined by the end tool axis and the direction of the feed motion and a plane parallel to that above mentioned; our intention is to determine the size of the surface roughness parameter R_a in such a plane.

The geometrical considerations permit us to notice that:

$$OA = a \quad (9)$$

$$OB = b \quad (10)$$

$$AB = \pm \sqrt{a^2 - b^2} \quad (11)$$

We have the intention to establish the size of the parameter R_a in the interval defined by the points M and N; the ordinates of these points in the plane xOy (fig. 2) are:

$$y_M = \sqrt{OM^2 - OB^2} = \sqrt{\left(a - \frac{f}{2}\right)^2 - b^2} \quad (12)$$

$$y_N = \sqrt{ON^2 - OB^2} = \sqrt{\left(a + \frac{f}{2}\right)^2 - b^2} \quad (13)$$

Thus, the limits of the interval for which we determine the size of the parameter R_a are

$$\left[\sqrt{\left(a - \frac{f}{2}\right)^2 - b^2}, \sqrt{\left(a + \frac{f}{2}\right)^2 - b^2} \right].$$

Because the profile that presents interest for us is placed in the plane yOz , under the axis Oy (fig. 3), we perform an origin change, so that the plane xOy be tangent at the lowest valleys between the asperities of the machined surface. In such conditions, we can write:

$$z = R - \sqrt{R^2 - y^2 - a^2 - b^2} \pm 2a\sqrt{a^2 + b^2} \quad (14)$$

The mean line (used to define the parameter R_a) must intersect the effective profile so that the sum of the squares of the distances from the profile points to this line to be minimum. We will use the symbol m to specify the position of the mean line compared to the axis Ox . The above mentioned condition can be written as:

$$F = \int_{y_N}^{y_M} (m - z)^2 dy = \min \quad (15)$$

or

$$F = \int_{y_N}^{y_M} \left[m - \left(R - \sqrt{R^2 - y^2 - a^2 - b^2} \pm \sqrt{a^2 + b^2} \right) \right]^2 dy = \min \quad (16)$$

To determine the size of the parameter R_a , we should solve the integral from the above mentioned relation [5]; afterward, we must write the derivative of F in respect of m and, finally, we could establish a relation for m . In a second sequence, we could determine [7] the relation for the parameter R_a :

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |z(y)| dy. \quad (17)$$

3. Numerical solution for the parameters m and R_a

Our intention is to establish a theoretical relation that emphasize the influence exerted by the working conditions on the size of the parameter R_a ; such a relation could be a function type power, F_p , because such a function is often preferred in the theory of cutting:

$$F_p = C_1 p_1^{C_2} p_2^{C_3} \dots p_n^{C_{n+1}}, \quad (18)$$

where $p_1, p_2, \dots, p_n$ are the factors able to influence the size of the parameter F_p , and $C_1, C_2, C_3, \dots, C_{n+1}$ are the coefficient and the exponents that define the influence exerted by the factors $p_1, p_2, \dots, p_n$ on the parameter F_p .

The difficulties specific to the theoretical solving of the problems afferent to the relations for m and R_a determined us to use a numerical way to determine a mathematical relation for the surface roughness parameter R_a .

With this aim in view, to establish the size of the parameter m , we used software whose elaboration is based on the considerations presented afterwards. We will consider initially that the line that defines the parameter m has a position placed near the axis Oy ; in such conditions, for an established increment Δy , we will determine the sum S_1 of the squares of the distances z_i from the points belonging to surface profile to the line defined by the parameter m .

Afterwards, we will increase the size of the parameter m with a small quantity Δm and we will determine a new sum S_2 of the squares of the distances from the points belonging to the profile to the line defined by the new value of m .

The process will be repeated, obtaining new terms of the series $S_1, S_2, S_3, \dots$; these terms will initially emphasize a decreasing series. When the terms of the series begin to increase, we will consider that previously the minimum size of the sum defining the parameter m was reached and the minimum size of m for which we have obtained the minimum size of sum S_i is the size that presents interest for us.

Afterwards, other part of the software permits us to determine the size of the parameter R_a , by using [6] the relation:

$$R_a = \frac{\sum_{i=1}^n |z_i - m|}{n}, \quad (19)$$

where n is the number of the points in which we perform the evaluating of the parameter R_a . Obviously, the bigger the number n is (this means that the increment Δy is smaller), the more adequate the mathematical model is.

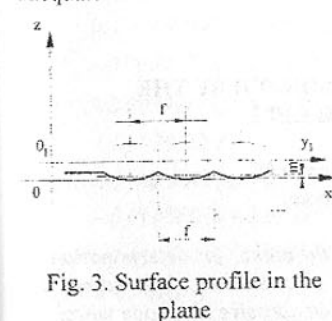


Fig. 3. Surface profile in the plane

By using the above described software, we determined the sizes of the parameter R_a for distinct combinations of the parameters that defines the milling conditions (the radius of the tools points R , the feed f , the radius that establishes the position of the tools points, the distance b that determines the position of the plane for the profile sectioning etc.). Afterwards, processing these data by means of other software (based, in essence, on the using of the method of the smallest squares [7]), we have obtained the function:

$$R_a = 20.51 R^{-1.068} a^{0.1214} f^{1.977} b^{-0.0001579} \quad (20)$$

Analyzing this relation, we remark the strong effect exerted by the feed f on the surface roughness parameter R_a (the exponent of f has the biggest absolute value). The second factor is the radius R of the tool point; obviously, an increasing of the radius R determines the diminishing of the surface roughness. A certain surprise was for us the fact that the parameter R_a is not practically influenced by the distance b . This means that the parameter R_a does not record significant theoretical changes in different zones of the machined surface.

4. Conclusions: The surface roughness parameter R_a specific to the plane surfaces obtained by end milling should be influenced in essence by the factors that define the cutting tool and by the cutting parameters. In the frame of the collaboration between the

Department of Machine Manufacturing Technology of the Technical University of Iași (Romania) and the University Tor Vergata of Rome (Italy), some theoretical researches were directed to the establishing the main factors able to influence the parameter R_a ; these researches permitted us to establish a theoretical relation that emphasize the influence exerted by the radius of the tools points R , the radius a that defines the position of the cutting tools points and by the feed f on the size of the surface roughness parameter R_a . The position of the plane where the parameter R_a is determined does not practically influence the size of the size of the parameter R_a . In the future, our intention is to verify this theoretical relation in real cutting conditions.

References. 1. Belousov, V., Plahteanu, B., Severincu, M. et al. *The system Romascon of cutting tools with continuous sharpening in circle arcs* (in Romanian). - Iași: Performantica, 1999. 2. Boothroyd G., Knight W.A. *Fundamentals of machining and machine tools*. - New York and Basel: Marcel Dekker, Inc, 1991. 3. Qu, J., Shih, A.J. *Analytical Surface Roughness Parameters of Theoretical Profile Consisting of Elliptical Arcs*. Machining Science and Technology, Vol. 7, No. 2, 2003, 281-294, http://wumrc.engin.umich.edu/~shiha/papers/03_MST_surface_roughness.pdf. 4. *Справочник технолога машиностроителя*. Т. 1. Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. - Москва: Машиностроение, 1966. 5. Slătineanu, L. *Contributions to the study of the some Romanian steels machinability*. Doctoral thesis (in Romanian). - Iași: Institutul Politehnic, 1980. 6. * * * *Surfaces and Profiles*. <http://www.predev.com/smg/intro.htm>, 2003. 7. Crețu, Gh. *The fundamentals of the experimental research. Handbook for laboratory activities* (in Romanian). - Technical University "Gh. Asachi" of Iași, 1992.

Сдано в редакцию 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

ON THE INTENSITY OF THE CURRENT ABSORBED BY THE ELECTROCHEMICAL GRINDING CELL

Ungureanu C., Murărașu E., Ștefanovici M.
(Technical University of Iași, Romania)

Abstract. This paper presents the experimental researches of the author for determination the influences of working conditions on current intensity in electrochemical grinding. The influences of the D.C. source voltage, contact pressure between abrasive electrode wheel and work piece, relative speed and feed rate are studied.

1.Introduction: The technological procedure of electro-chemical grinding belongs to unconventional technologies category. Among these, there can be mentioned: electro erosion machining, electro-chemical erosion, chemical erosion, electron beam machining, ion beam machining, laser machining, ultrasonic erosion, plasma beam machining. This method is used for machining hard and extremely hard materials, employed, for example, in construction of tools for cutting and deformation.

Electro-chemical erosion machining group is based on the phenomenon of anodic dissolving, which is accompanied by chemical reactions of electrolysis between the work piece and the employed electrode. Machining allowance of half-finished material is turned

into chemical compounds, by forming a soft passives layer, with high electric resistance, which is removed by grinding.

The intensity of the absorbed direct current by the electrochemical cell, although did not represent performance criteria, is a precise indicator of electrochemical factor in machining process. The investigation of this parameter with an installation of data acquisition is a sure and precise method of evaluation of the electric phenomenon that takes place in electrochemical cell, phenomena that are very diverse and had a great speed of development.

2. The influences of working parameters

The authors developed an experimental program in the Machine Tools Department of Technical University "Gh. Asachi" from Iași, Romania, presented in [1,3]. The results of these researches are the equations (1). Three of the most used kinds of tool steel, and namely Rp 3 STAS 7382-88, 205Cr115 STAS 3611-88 and OSC 8 STAS 1700-90, have been studied.

In equations (1) I represents the intensity of the D.C. absorbed by the electrochemical cell [A], U – source voltage [V], p – contact pressure between abrasive wheel and work piece [daN/cm^2], v – abrasive wheel speed [m/s], S – longitudinal feed rate [mm/min], h – height of contact surface abrasive wheel-work piece [mm].

As are shown, D.C. intensity depends not only of the source voltage, but is the multiply influences result of all working parameters.

The graphic representation of dependence equations of intensity depending on voltage is shown in Fig.1. For all these representations the medium value of intensity is kepted and MathCad applications are done.

* for Rp3

$$\ln I = 0,924426 + 0,252222 \cdot U + 0,143267 \cdot p - 0,109158 \cdot v - 0,012192 \cdot S - 0,009770 \cdot h - 0,002979 \cdot U \cdot p - 0,01118 \cdot p \cdot v - 0,000426 \cdot p \cdot S - 0,008926 \cdot U^2 + 0,001270 \cdot v^2 + 0,0073$$

* for 205Cr115

$$\ln I = 0,582756 + 0,291447 \cdot U + 0,165095 \cdot p - 0,105818 \cdot v - 0,001022 \cdot S - 0,014388 \cdot h - 0,004387 \cdot U \cdot p - 0,002033 \cdot p \cdot v - 0,002708 \cdot p \cdot S - 0,010514 \cdot U^2 + 0,001034 \cdot v^2 + 0,007328 \cdot h^2$$

* for OSC8

$$\ln I = 0,619890 + 0,284962 \cdot U + 0,171223 \cdot p - 0,107421 \cdot v - 0,000056 \cdot S - 0,021290 \cdot h - 0,004365 \cdot U \cdot p + 0,001751 \cdot p \cdot v - 0,002787 \cdot p \cdot S - 0,010303 \cdot U^2 + 0,001142 \cdot v^2 + 0,008139 \cdot h^2$$

The analysis of this diagram shows that, for small voltage, there is a linear dependence of intensity for voltage. But, at higher voltage, voltage increasing doesn't have the effect of increasing intensity because electric discharges appear. This can be explaining for worsening electrolytic cell conductivity by electric discharges literature [1,3], but also intensified electrochemical factor. This can be explaining for abrasive grain deeper penetration in work piece material, with the effect of gap decrease and reduce electrical resistance of electrolytic

cell. But at very high contact pressure electric discharge appears, because abrasive wheel metal binding may touch the work piece, and the reactions products and abrasive remove particles are eliminated more difficult.

The influence of contact pressure on current intensity is shown in Fig. 2. Contact pressure increasing conducts to intensify current intensity, with the effect of growing machining productivity, because of electrochemical and abrasive factors.

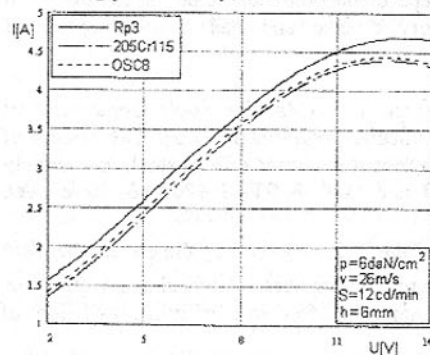


Fig. 1. The intensity vs. voltage

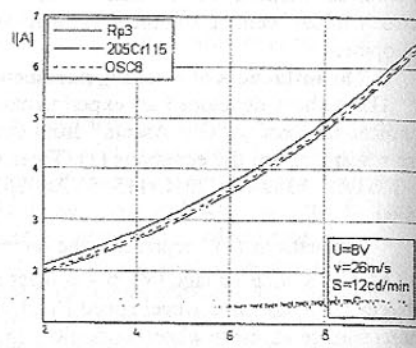


Fig. 2. The intensity vs. contact pressure

But, and this is not shown in Fig. 2, contact pressure increasing up to a certain limit will leads electric discharges, with negative results on abrasive wheel wear and quality of processed surface, much more than source voltage is higher. These phenomena take place similar for all studied materials that hardness and materials composition has a reduced influence.

Beside the other working parameters, relative speed between abrasive wheel and work piece has a substantial influence for electrochemical grinding performances. Theoretically, the speed increasing intensifies the process, both for growing abrasive factor weight and electrochemical one, through better elimination of reaction products.

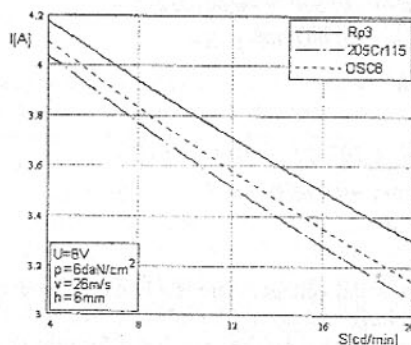


Fig. 3. The intensity vs. relative speed

Experimental results did not confirm the increasing of the electrochemical factor. The speed increasing had the effect of decreasing current intensity. This phenomenon could be explained for a difficult priming of ionic currents because relative speed between electrodes is too high. The machining productivity will grow because the abrasive factor becomes prevalent. The influence of speed on current intensity is shown in Fig.3.

In electrochemical machining, feed is necessary for electrochemical cell refresh and for making uniform abrasive wheel wear. The feed stroke is limited by abrasive wheel active surface width. Feed rate

increasing did not intensify electrochemical factor through undesirables' phenomenon that takes place at strokes ends. The influence of feed rate on current intensity is shown in F.

For pointing out the interdependences between working parameters and electrochemical cell current absorbed, the responding surfaces of objective function current intensity, at simultaneous variation of two of the most important working parameters were

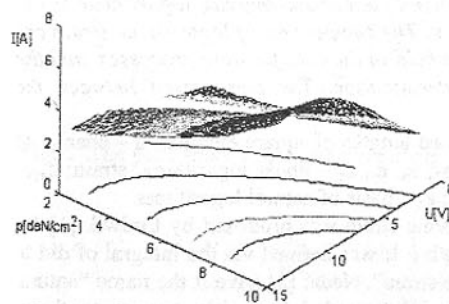


Fig. 5. The intensity vs. voltage and pressure

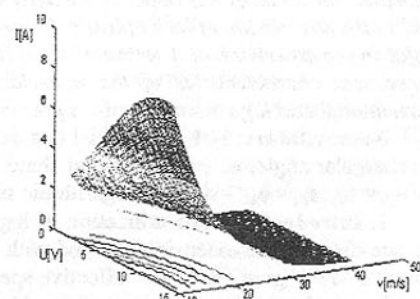


Fig. 6. The intensity vs. voltage and relative speed

plotted using a MATLAB application. In Fig. 5, the influence of voltage and contact pressure is shown. The increasing of process sensibility face to voltage intensify together to contact pressure development can be observed. This can be explained for both factors roles to intensify the process, mechanic and electric. So, an electrochemical cell with a decreased gap becomes more sensitive at voltage intensify, both for electrical resistance decreasing and short circuit tendencies amplified. Electro erosive phenomenon influences became more striking in case of high voltage and contact pressure machining. Voltage increasing at high contact pressure draw on current decreasing, which could be explained for gas emission amplified and decrease cell electric conductivity.

Fig. 6, the influences of voltage and relative speed upon current intensity are shown. A well marked increasing of process sensibility at voltage intensify are observed at the same with relative speed decreases. That can be explained for short circuit tendencies amplified because a difficult removing of passive layer. In high-speed area, voltage-increasing draw a small current intensifies, because ionic processes prime and take place heavily.

Conclusions: The intensity of the absorbed current by the electrochemical-grinding cell, measured and analyzed with modern equipments of data acquisition, is a very strong method for electrochemical grinding process diagnosis.

References: 1. Baisupov I.A.-Elektrohimicheskaia obrabotka metallov, Vîshaia şcola, Moskva, 1988. 2. Falniță E.-Modificarea intensității curentului electric la rectificarea electrochimică cilindrică interioară, A IV-a Conf. naț. de tehn. neconv., Timișoara, 1983, pag.401-405. 3. Kozak I., Rajukar K.P., Wei B.-Modelling and Analysis of Pulse Electrochemical Machining, Transaction of ASME, Journal of Engineering for Industry, 1994, vol.116, pag.316-323. 4. Ungureanu C.- Cercetări teoretico-experimentale privind eroziunea electrochimică-abrazivă în ascutirea scultrilor aschietoare, PhD Theses, Univ.Tehnică „Gh.Asachi” Iasi, 1998.

THE CHARACTERISTICS OF LINEAR AND ANGULAR LOGARITHMIC STRAINS

Ungureanu V. (University of Bacău, Romania)

Abstract: The focus of this paper is the determination of linear and angular logarithmic strain used in the description of large plastic deformation. The components of logarithmic strain are useful in the experimental determination of strain field in the cold forming processes, and the mechanical characteristics of the materials determination. The comparison between the conventional and logarithmic strain is presented.

Nomenclature: l_0, l_1, l_2 - initial and deformed lengths of square element; α - change of a rectangular angle; σ, τ - tensile and share stress; $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ - linear logarithmic strain; $\epsilon_{xy} = \epsilon_{yx}, \epsilon_{yz} = \epsilon_{zy}, \epsilon_{zx} = \epsilon_{xz}$ - angular logarithmic strain; e - basis of natural logarithms.

1. Introduction: The utilization of logarithmic strain was proposed by Ludwik [1] for the one-dimensional extension of a rod with length l . It was defined via the integral of dl/l to which Ludwik gave the name "effective specific strain". Nadai [2] gave it the name "natural strain", which seems more appropriate. Hencky [3] extended Ludwik's measure to three-dimensional analysis by defining logarithmic strains for the three principal directions. The utilization of Hencky's logarithmic strain measure had had difficulties because it was difficult to evaluate. As a consequence, the application were limited to studies wherein the principal axes of strain did not rotate in respect with the analysed structure. With computers now being readily available, this consideration is no longer a constraint. If the principal directions of the strain are unknown, usually, first are determined the specific strain (Lagrangian strain), then principal direction and finally are determined the correspondingly linear logarithmic strain. The logarithmic strains may be represented as components of logarithmic strain tensor in respect with principal directions. But, as any tensor, the tensor of logarithmic strain should submit to the law of tensor transformations in respect with the change of coordinate system. In other words, the tensor of logarithmic strain should have a correspondingly shearing components.

2. The Shearing Components of Logarithmic Strain Tensor: If a square plate element (figure 1.a) is submitted to a tensile stress σ in a Ox direction and to a compression stress $-\sigma$ in a Oy direction, it is in the pure share state $\tau = [\sigma - (-\sigma)] / 2 = \sigma$.

If the direction Ox and Oy are principal directions and the correspondingly logarithmic strain are $\epsilon_x = \epsilon, \epsilon_y = -\epsilon$ and $\epsilon_z = 0$ (plane strain state), we have:

$$\ln \frac{l_1}{l_0} = \epsilon \text{ or } l_1 = l_0 e^{\epsilon}, \text{ and } \ln \frac{l_2}{l_0} = -\epsilon \text{ or } l_2 = l_0 e^{-\epsilon}, \quad (1)$$

e - being the natural logarithms basis.

If the rectangle AOB changes with α , from geometrical considerations (fig. 1), we have:

$$\lg\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2}\right) = \frac{l_2}{l_1} = \frac{e^{-\epsilon}}{e^{\epsilon}}.$$

The above expression may be written as:

$$e^{2\epsilon} = \frac{1 + \lg(\alpha/2)}{1 - \lg(\alpha/2)} \text{ or } \epsilon = \frac{1}{2} \ln \frac{1 + \lg(\alpha/2)}{1 - \lg(\alpha/2)} = \epsilon_{xy} = \epsilon_{yx}. \quad (2)$$

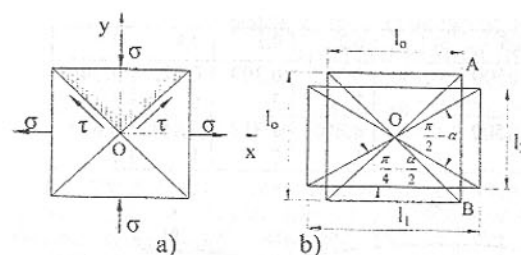


Fig. 1. The pure share stress and pure share strain

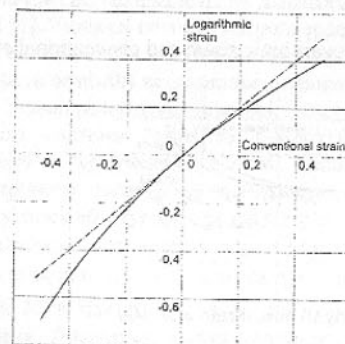


Fig. 2. Linear logarithmic strain vs. conventional strain.

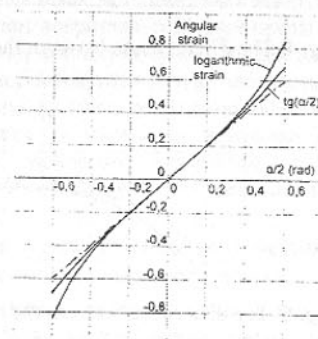


Fig. 3. The angular logarithmic strain and $\lg(\alpha/2)$ vs. $\alpha/2$ expressed in radians

sheet metal forming because it seems that it describes better the change of shape. If, instead of logarithmic strain are used conventional strain, are expected some differences in the values of determined strain.

In figure 2 is plotted the linear logarithmic strain vs. conventional strain, while, in table 1 are presented some numerical values of logarithmic strain corresponding to the conventional strain.

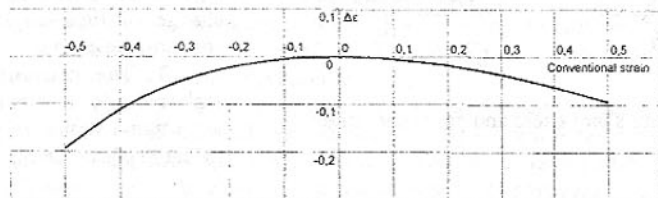
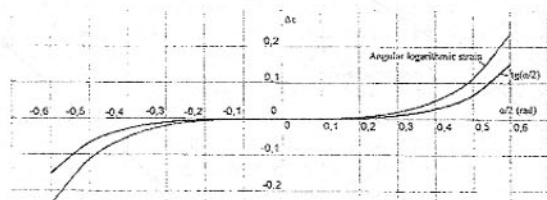
In figure 3 is plotted the angular logarithmic strain and $\lg(\alpha/2)$ vs. $\alpha/2$ expressed in radians. Some numerical values of angular logarithmic strain and conventional strain are presented in table 2

Table 1.

Δ	0,2	0,1	0,05	0,02	0	0	0	0	0
l/l_0	1,2214	1,10536	1,0513	1,0202	1,0198	1,0488	1,0953	1,1823	
$n(l/l_0)$	0,22314	0,10536	0,0513	0,0202	0	0	0	0	0

Table 2.

$\alpha/2$	0,0	0,01	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\lg(\alpha/2)$	0,0	0,010 0006	0,02000 3	0,0500 4	0,100 3	0,202 7	0,309 3	0,422 8	0,546 3
rel. (1)	0,0	0,010 001	0,02000 6	0,0500 8	0,100 6	0,205 5	0,319 7	0,451 1	0,613 1

Fig. 4. The difference $\Delta\epsilon$ between the linear logarithmic strain and conventional strain.Fig. 5. The difference between the angular logarithmic strain and $\alpha/2$.

The difference between the linear logarithmic strain and conventional linear strain is presented in figure 4, and difference between the angular logarithmic strain and half of change of rectangle $\alpha/2$ is presented in figure 5. In figure 5 is presented also the difference between $\lg(\alpha/2)$, which corresponds to the conventional linear strain, and angle $\alpha/2$ expressed in radians.

4. Conclusions: The relationship (2) for calculation of angular logarithmic strain is proposed. The determined relationship are more suited for the large strain description compared with the conventional strain tensor. The established relationship for logarithmic strain may be used in the experimental determination of the strain fields [5].

References: 1. Ludwik, P., Elemente der Technologischen Mechanik. *Applied Mechanics*, Verlag von J. Springer, Berlin, 1909. 2. Nadai, A., Plastic Behavior of Metals in the Strain-Hardening Range. Part I. *J. Appl. Phys.*, vol.8, 1937, pp.205-213. 3. Hencky, H., Über die Form des Elastizitätsgesetzes bei ideal elastischen Stoffen. *Zeit. Tech. Phys.*, vol. 9, 1298, pp 215-220, 457. 4. Ungureanu V. The Tensor of Logarithmic Strains and Its Components. *Modelling and Optimization in the Machine Building Field*, Volume 3, (MOCM-9). Bacau, 2003. 5. Ungureanu V. Judele A. Incercarea prin metoda Marciniak și analiza imaginilor numerice utilizate pentru determinarea deformabilității tablelor subțiri. *Meridian ingineresc* nr. 2 pp.141-144. Universitatea Tehnică a Moldovei, Chișinău, 2002.

Слано в редакцію 16.06.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

ЛОКАЛЬНІ НАПРУЖЕННЯ У ПОКРИТТІ НЕОДНОРІДНОЇ ОСНОВИ

Шацький І.П., Роп'як Л.Я.

(ІППММ НАНУ, ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ, Україна)

The problem of the local bending of a plate on inhomogeneous deep into foundation is considered. The influence of the substrate sheathing and residual stresses on a carrying capacity of a covering has been investigated.

Сучасний стан розвитку техніки вимагає застосування матеріалів з високими фізико-механічними властивостями. Традиційні конструкційні матеріали не можуть в повній мірі задовольнити таким вимогам, тому все ширше застосування знаходять композиційні матеріали і покриття. Перспективними є композиційні електрохімічні оксидні покриття, сформовані на алюмінії та його сплавах за підвищених напруг в електроліті [1]. Завдяки високій мікротвердості оксидні покриття є стійкими проти спрацювання, але наявність великого перепаду твердості у системі покриття (оксид алюмінію) – основа (алюміній) не дозволяє раціонально використовувати несучу здатність покриття при локальному навантаженні. Тому заслуговує на увагу теоретична оцінка несучої здатності системи "оксидне покриття – основа із алюмінію, армована оксидом алюмінію". Армування основи може бути здійснено, наприклад, в процесі відцентрового литва, а оксидування її верхнього шару – в режимі іскрових, мікродугових або дугових розрядів у електроліті.

Розглянемо ізотропну пластинку завтовшки h , яка покриває неоднорідний вглиб шар завтовшки H і навантажена поверхневими силами з інтенсивністю $p(x, y)$ (рис. 1). Між покриттям та підкладкою припускаємо умови ідеального механічного зчеплення. Дослідимо вплив неоднорідної підкладки та залишкових напружень у покритті на напружено-деформований стан композиції за умов локального навантаження.

У вибраній системі декартових координат запишемо лінеаризовані рівняння класичної теорії згину пластин з урахуванням мембранних сил [2]:

$$D\Delta w - h \left(\sigma_x^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \tau_{xy}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + \sigma_y^0 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = p(x, y) + \sigma + \frac{h}{2} \frac{\partial \tau_x}{\partial x} + \frac{h}{2} \frac{\partial \tau_y}{\partial y}, \quad (x, y) \in R^2, \quad (1)$$

де w – прогин пластинки, $D = E_n h^3 / (12(1 - \nu_n^2))$ – її циліндрична жорсткість, E_n і ν_n – модуль Юнга та коефіцієнт Пуассона матеріалу покриття, σ і τ_x, τ_y – нормальне та дотичні контактні напруження на поверхні $z = 0$, $\sigma_x^0, \tau_{xy}^0, \sigma_y^0$ – компоненти тензора залишкових напружень у покритті, $\Delta = \partial^2 / \partial x^2 + \partial^2 / \partial y^2$ – двовимірний оператор Лапласа.

Для описання властивостей пружної основи прийемо модель Вінклера-Пастернака, за якою нормальні та дотичні контактні напруження пропорційні відповідним нормальним та дотичним переміщенням поверхні контакту:

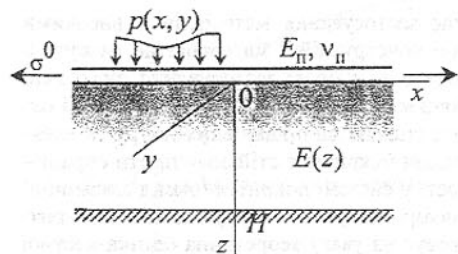
$$\sigma = -k_z u_z(0), \quad \tau_x = -k_x u_x(0), \quad \tau_y = -k_y u_y(0). \quad (2)$$

Тут k_x, k_y, k_z – коефіцієнти постелі.

Знайдемо коефіцієнти постелі для неоднорідної вглиб основи. Нехай модулі пружності шару є довільними додатними функціями координати $z \in (0, H)$:

$$E = E(z), \quad \mu_x = \mu_x(z), \quad \mu_y = \mu_y(z).$$

Запишемо закон Гука для шару як набору пружинок:



$$\frac{du_z}{dz} = \frac{\sigma}{E(z)}, \quad \frac{du_x}{dz} = \frac{\tau_x}{\mu_x(z)},$$

$$\frac{du_y}{dz} = \frac{\tau_y}{\mu_y(z)}$$

Інтегрувавши його по товщині, дістанемо

Рис. 1. Покриття на неоднорідній основі.

$$u_z(H) - u_z(0) = \sigma \int_0^H \frac{dz}{E(z)}, \quad u_x(H) - u_x(0) = \tau_x \int_0^H \frac{dz}{\mu_x(z)}, \quad u_y(H) - u_y(0) = \tau_y \int_0^H \frac{dz}{\mu_y(z)}.$$

Порівнюючи отримані вирази із співвідношеннями (2) та враховуючи, що $u_x(H) = u_y(H) = u_z(H) = 0$, знаходимо коефіцієнти постелі

$$k_z = \left(\int_0^H \frac{dz}{E(z)} \right)^{-1}, \quad k_x = \left(\int_0^H \frac{dz}{\mu_x(z)} \right)^{-1}, \quad k_y = \left(\int_0^H \frac{dz}{\mu_y(z)} \right)^{-1} \quad (3)$$

як інтегральні характеристики жорсткості неоднорідної основи.

З урахуванням моделі (2) та умов ідеального контакту $u_z(0) = w$,

$$u_x(0) = -\frac{h}{2} \frac{\partial w}{\partial x}, \quad u_y(0) = -\frac{h}{2} \frac{\partial w}{\partial y}, \quad \text{рівняння (1) набуде вигляду}$$

$$D\Delta\Delta w - h \left(\left(\sigma_x^0 + \frac{hk_x}{4} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + 2\tau_{xy}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + \left(\sigma_y^0 + \frac{hk_y}{4} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) + k_z w =$$

$$= p(x, y), \quad (x, y) \in \mathbb{R}^2. \quad (4)$$

У разі ізотропної основи $\left(\mu_x(z) = \mu_y(z) = \mu(z), \quad k_z = \left(\int_0^H \frac{dz}{\mu(z)} \right)^{-1} \right)$ та для

рівномірно розподілених залишкових напружень $(\sigma_x^0 = \sigma_y^0 = \sigma^0, \quad \tau_{xy}^0 = 0)$ маємо простіше рівняння згину

$$D\Delta\Delta w - h \left(\sigma^0 + \frac{hk_z}{4} \right) \Delta w + k_z w = p(x, y), \quad (x, y) \in \mathbb{R}^2. \quad (5)$$

Як бачимо, урахування дотичної взаємодії покриття з основою ($k_z \neq 0$) призводить до появи мембранного ефекту, який підсилюється при розтягуючих та послаблюється при стискаючих залишкових напруженнях.

Розглянемо деформування покриття під дією навантаження силами, рівномірно розподіленими вздовж лінії $x = 0$, за умов плоскої задачі: $w(x, y) = w(x)$.

Нехай $p(x, y) = P\delta(x)$, P – інтенсивність розподіленого навантаження (Н/м), $\delta(x)$ – функція Дірака. Побудуємо фундаментальний розв'язок рівняння

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} - h \left(\sigma^0 + \frac{hk_z}{4} \right) \frac{d^2 w}{dx^2} + k_z w = P\delta(x), \quad x \in \mathbb{R}$$

яке перепишемо у вигляді

$$\frac{d^4 w}{dx^4} - 2p \frac{d^2 w}{dx^2} + q^2 w = \frac{P}{D} \delta(x), \quad (6)$$

$$\text{де } p = \frac{h}{2D} \left(\sigma^0 + \frac{hk_z}{4} \right), \quad q = \sqrt{\frac{k_z}{D}}.$$

Нехай виконуються нерівності $0 < p < q$, справедливі для достатньо жорстких покриттів та при не надто значних стискаючих залишкових напруженнях. Тоді комплексні корені характеристичного рівняння

$$\lambda^4 - 2p\lambda^2 + q^2 = 0$$

можна записати у вигляді

$$\lambda_{1,2,3,4} = \pm \alpha \pm i\beta; \quad \alpha = \sqrt{\frac{q+p}{2}}, \quad \beta = \sqrt{\frac{q-p}{2}}.$$

Згасаючий на безмежності розв'язок рівняння (6) буде:

$$w(x) = \frac{P}{4D(\alpha^2 + \beta^2)} e^{-\alpha|x|} \left(\frac{1}{\alpha} \cos \beta x - \frac{1}{\beta} \sin \beta |x| \right).$$

Для згинного моменту у покритті дістанемо

$$M_x(x) = -D \frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{P}{4} e^{-\alpha|x|} \left(\frac{1}{\alpha} \cos \beta x - \frac{1}{\beta} \sin \beta |x| \right).$$

Найбільші значення прогину та моменту досягаються у початку координат

$$w_{\max} = w(0) = \frac{P}{4D\alpha}, \quad M_{x \max} = M_x(0) = \frac{P}{4\alpha},$$

Для обчислення найбільших напружень у покритті одержуємо формулу

$$\sigma_{\max} = \sigma^0 + \frac{6}{h^2} M_{\max} = \sigma^0 + 1,5 \frac{P}{h^2 \alpha},$$

або

$$\sigma_{\max} = \sigma^0 + 1,5 \frac{P}{h} \left(\sqrt{\frac{h^4 k_z}{4D}} + \frac{h^3}{4D} \left(\sigma^0 + \frac{h k_\tau}{4} \right) \right)^{-1/2}.$$

Виходячи з першої теорії міцності ($\sigma_{\max} \leq [\sigma]$), дістаємо оцінку для величини допустимого локального навантаження

$$P_* = \frac{h([\sigma] - \sigma_0)}{1,5} \sqrt{\frac{h^4 k_z}{4D}} \left(1 + \frac{h}{\sqrt{4Dk_z}} \left(\sigma_0 + \frac{h k_\tau}{4} \right) \right)^{1/2}. \quad (7)$$

Проведемо оцінку другого доданка у останній дужці, взявши наприклад основу однорідною: $k_z = E/H$, $k_\tau = \mu/H$:

$$\frac{h}{\sqrt{4Dk_z}} \left(\sigma_0 + \frac{h k_\tau}{4} \right) \sim \sqrt{\frac{3H}{h}} \frac{\sigma_0}{\sqrt{E_1 E}} + \sqrt{\frac{3h}{H}} \frac{\mu}{E_1} \ll 1. \quad (8)$$

Справді перший доданок малий через малі проти модулів Юнга залишкові напруження, другий – унаслідок того, що покриття є тонким.

За умови (8) мембранним ефектом можна знехтувати, і з результату (7) дістаємо простішу формулу для оцінки несучої здатності покриття

$$P_* = \frac{h([\sigma] - \sigma_0)}{1,5} \sqrt{\frac{h^4 k_z}{4D}}, \quad (9)$$

у яку залишкові напруження на відміну від (7) входять адитивно.

Розглянемо деякі приклади стосовно опірності окисдованих алюмінієвих деталей локальному навантаженню.

1. Нехай оксидалюмінієве покриття захищає однорідну алюмінієву підкладку: $E(z) = E_m = \text{const}$. Тоді у формулі (9) слід розуміти $k_z = k_z^{(1)} = E_m/H$.

2. Нехай оксид алюмінію покриває прооксидовану основу, яка складається із композитного шару завтовшки H_c і алюмінієвої підкладки завтовшки $H - H_c$, (рис. 2). Тоді за формулою (3) для послідовно з'єднаних пружин з жорсткостями E_c та E_m дістанемо

$$k_z^{(2)} = \left(\frac{H_c}{E_c} + \frac{H - H_c}{E_m} \right)^{-1}. \quad (10)$$

Нехай композитний шар с алюмінієвою матрицею (E_m) рівномірно армовано частинами оксиду алюмінію (E_f). Оцінимо пружні властивості такого композиту засобами опору матеріалів.

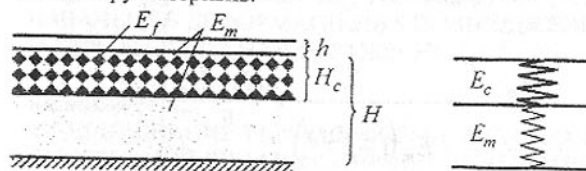


Рис. 2. Неоднорідна основа та її реологічна модель.

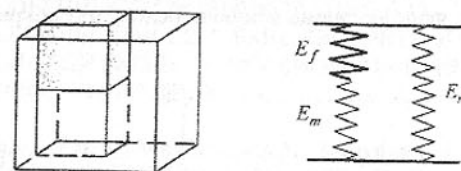


Рис. 3. Структурна схема композиту та його реологічна модель.

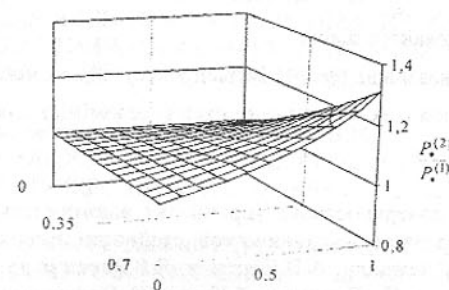


Рис. 4. Вплив концентрації арматури та товщини армованого шару на несучу здатність покриття

Вважаємо, що куб періодичності композиту з ребром d складається з алюмінієвої матриці з модулем E_m , у яку поміщений куб наповнювача з ребром a та модулем пружності E_f (рис. 3). Тоді $c_f = a^3/d^3$ – об'ємна концентрація арматури. Середню жорсткість куба на стиск розглянемо як суму жорсткостей паралельно з'єднаних комбінованого елемента площею a^2 та елемента матриці площею $d^2 - a^2$:

$$E_c d^2 = E_1 a^2 + E_m (d^2 - a^2) \quad (11)$$

де E_c – модуль композиту, E_1 – модуль комбінованого елемента. Комбінований елемент, у свою чергу, розглядається як набір послідовно з'єднаного куба наповнювача завдовжки a та паралелепіпеда матриці

завдовжки $d - a$:

$$\frac{d}{E_1} = \frac{a}{E_f} + \frac{d-a}{E_m} \quad (12)$$

У підсумку із співвідношень (11), (12) дістанемо:

$$E_c = \frac{c_f^{2/3}}{\frac{c_f^{1/3}}{E_f} + \frac{1-c_f^{1/3}}{E_m}} + E_m(1-c_f^{2/3}) \quad (13)$$

Підставляючи результат (13) у формулу (10), знаходимо остаточний вираз для коефіцієнта композиційної постелі

$$k_z^{(2)} = \left(\frac{H_c}{\frac{c_f^{2/3}}{\frac{c_f^{1/3}}{E_f} + \frac{1-c_f^{1/3}}{E_m}} + E_m(1-c_f^{2/3})} + \frac{H-H_c}{E_m} \right)^{-1}$$

Прийнявши у формулі (9) для обидвох варіантів залишкові напруження однаковими, оцінимо виграш у несучій здатності, який дістанемо армуючи основу під покриттям частинами оксиду алюмінію:

$$\frac{P_*^{(2)}}{P_*^{(1)}} = \sqrt[3]{\frac{k_z^{(2)}}{k_z^{(1)}}} = \left(\frac{t}{\frac{c_f^{2/3}}{(E_m/E_f)c_f^{1/3} + 1 - c_f^{1/3}} + 1 - t} + 1 - t \right)^{-1/4} \quad (14)$$

де $t = H_c / H$ – відносна товщина армованого шару.

Залежність (14) при $E_m / E_f = 0.2$ показана на рис. 4. Виграш у несучій здатності композиції за рахунок додаткового армування основи частками оксиду алюмінію в реальних межах зміни c_f та t складає 10–15 %.

Список літератури: 1. Применение поверхностного упрочнения алюминиевых сплавов и покрытий для повышения коррозионно-механической стойкости деталей нефтегазопромыслового оборудования / Л.С.Саакян, А.П.Ефремов, Л.Я.Ропяк и др. – М.: ВНИИОЭНГ, 1986. – 61 с. 2. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966. – 636 с.

Сдано в редакцію 15.07.04
Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.

СОДЕРЖАНИЕ

Авдейчик О.В., Кравченко В.И., Костюкович Г.А., Бабук И.М., Струк В.А. РЕСУРСОПОТРЕБЛЕНИЕ КАК КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИННОВАЦИОННОЙ ПРОДУКЦИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ.....	3
Бохонский А.И., Варминская Н.И. ОПТИМАЛЬНЫЕ ДВИЖЕНИЯ НЕЖЕСТКОЙ РУКИ МАНИПУЛЯТОРА.....	13
Березин И.В., Березин Е.В., Кравченко П.Д., Шестакова И.А. АНАЛИЗ МЕТОДИК ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКОГО ГРУЗОЗАХВАТНОГО УСТРОЙСТВА, РАБОТАЮЩЕГО БЕЗ ПРИСУТСТВИЯ ЧЕЛОВЕКА	18
Бобир М.І., Грабовський А.П., Тимошенко О.В., Халімон О.П. ВИЗНАЧЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙНИХ ПОШКОДЖЕНЬ В КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛАХ ПРИ НАВАНТАЖЕННІ	25
Вишняков Н. Е. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОДЕФОРМАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ МНОГОПРОХОДНОЙ СВАРКЕ СТЫКОВЫХ ШВОВ	29
Гладчук Е.А. ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОДУКЦИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ С НЕСТАБИЛЬНЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ НА ПРИМЕРЕ ХОЛОДНОКАТАНОГО ПОЛОСОВОГО ПРОКАТА	33
Горобец И.А., Михайлов А.Н., Голубов Н.В. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СИЛ ШЛИФОВАНИЯ ПРИРОДНОГО КАМНЯ	39
Григор'єва Н.С., Божидарнік В.В. ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ АВТОМАТИЧНОГО СКЛАДАННЯ ПЛАСТИНЧАСТИХ МАГНІТОПРОВІДІВ ШЛЯХОМ УНІФІКАЦІЇ, ТИПІЗАЦІЇ ТА МОДУЛЯРИЗАЦІЇ.....	46
Заплетников И.Н., Кудрявцев В.Н. УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АППАРАТА ОБРАБОТКИ СЫПУЧЕГО ПИЩЕВОГО СЫРЬЯ.....	51
Іскович-Лотоцький Р.Д., Левицький Р.Г., Пішенін В.О. АНАЛІЗ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ГІДРОПРИВОДУ МОЛОТІВ ДЛЯ ЗАГЛИБЛЕННЯ ПАЛІВ	55
Івченко Т.Г. МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ НАДЕЖНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА	62

Иванов Д.Ю. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ УКЛАДКИ СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА ПО ВЕЛИЧИНАМ ДЕФОРМАЦИЙ ВАЛОВ	67
Клягин Г.С., Ростовский В.И., Кравченко А.В., Пономарева Я.Ю. МЕХАНИЗАЦИЯ УБОРКИ ПЫЛЕЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ И МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ	71
Колесник И.А., Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТА ПОЛИМЕР-АБРАЗИВНЫХ ВОЛОКОН ЭЛАСТИЧНЫХ КРУГОВ	77
Лебедь В.Т., Кулаченко А.А. ТЕХНОЛОГИЯ ТЕПЛОВОЙ СБОРКИ СОСТАВНЫХ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ	84
Леванцевич М.А., Лукашик А.А., Ишин Н.Н., Бодрых Т.И., Степанова Л.И. ДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА ТОНКИХ ПОКРЫТИЙ	94
Луцкий С.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ И СИСТЕМ В ИНФОРМАЦИОННОМ ПРОСТРАНСТВЕ СВОЙСТВ	98
Марчук В.И., Божидарник В.В., Лапченко Ю.С. ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЯКОСТІ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ РОЛИКОПІДШИПНИКА НА ТОКАРНО-АВТОМАТНИХ ОПЕРАЦІЯХ	104
Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. ИОННО-ПЛАЗМЕННЫЕ ВАКУУМНЫЕ ПОКРЫТИЯ – ОСНОВА ШИРОКОГО ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ	108
Николаенко Т.П. ГЕОМЕТРИЯ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ЗУБОРЕЗНЫХ ГРЕБЕНОК	116
Осипенко В.И. ФИЗИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ ЕДИНИЧНОГО ИСКРОВОГО РАЗРЯДА	120
Пилипенко О.И., Ильин Д.А. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ И НАСТРОЙКИ МНОГОМАССОВЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ	128
Прентковский О. РУХ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ	137

Собчук Л.Н. МОДЕЛЬ ОРІЄНТУВАННЯ ТА ЗАВАНТАЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ В ГНУЧКИХ АВТОМАТИЧНИХ СКЛАДАЛЬНИХ ЛІНІЯХ	142
Стрельников В.Н. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПЕРЕДАЧАХ С УПРУГИМИ ЗВЕНЬЯМИ	146
Стрельников В.Н. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ	156
Татьянченко А.Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЕТАЛИ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ	179
Чарнецьки Г. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ. ОБРАБОТАННЫХ МЕТОДОМ ОСЦИЛЯЦИОННОЙ ППД ИЗНОСУ В УСЛОВИЯХ ТРЕНИЯ	184
Шевченко О.В. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ РІЗЦЕТРИМАЧАМИ НА ПРУЖНИХ НАПРЯМНИХ	187
Шевченко Ф.Л., Петтик Ю.В. ПРОДОЛЬНЫЙ УДАР В СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМАХ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ	192
Шевченко Ф.Л., Петрова Ю.Н. ПРИБЛИЖЕННОЕ ВЫЧИСЛЕНИЕ ОСНОВНОЙ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТЯЖЕЛЫХ ВАЛОВ	197
Шепелев А.А., Сороченко В.Г. МЕХАНИЗМ ОБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ПРИ АЛМАЗНО-АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ	202
Шижканова А.А. ВДАВЛИВАНИЕ ШТАМПА, БЛИЗКОГО К ЭЛЛИПТИЧЕСКОМУ КОЛЬЦУ, С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ	206
Шкилько А.М. АКУСТИЧЕСКАЯ И ЭЛЕКТРОННАЯ ЭМИССИИ ПРИ ДЕФОРМАЦИИ И РАЗРУШЕНИИ МАТЕРИАЛОВ	211
Мелехов Р.К., Крушан Г.М., Тубілевич К., Дудек П. ОСОБЛИВОСТІ ДЕГРАДАЦІЇ ТРУБ ПАРОВЕРГРІВНИКІВ КОТЛА ТЕС ІЗ СТАЛІ 12Х18Н10Т	218

Павлыш В.Н. Перинская Е.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ МАШИН, СОДЕРЖАЩИХ КОНВЕКТИВНЫЕ УЗЛЫ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ.....	224
Achtelik H., Gasiak G., Grzelak J. DYNAMICS OF NONEQUIRUNNING BELT TRANSMISSIONS WITH ELLIPTIC ROTORS.....	231
Adamczyk J., Kaliński W., Margielewicz J. DIE VERTIKALDYNAMIK EINES WALZGERÜSTES	236
Antonyuk S., Tomas J., Heinrich S., Mörl L. DESCRIPTION OF THE BREAKAGE BEHAVIOUR OF GRANULES USING A COMPRESSION TEST	241
Dobrzański L.A., Bonek M., Hajduczek E., Klimpel A. TRIBOLOGICAL BEHAVIOUR OF THE X40CRMOV5-1 STEEL ALLOYED WITH TUNGSTEN CARBIDE USING THE HIGH POWER DIODE LASER.....	245
Jula N., Russu M., Avădanei C., Marina G. ELECTRO-TECHNOLOGIES APPLIED IN ARMAMENT AND AMMUNITIONS MANUFACTURE PROCESSES.....	250
Andrzej Nowak, Józef Wojnarowski ESTIMATION OF THE PARAMETRICAL STABILITY OF THE BAND SAWS DURING THE CUTTING PROCESS	254
Sârbu I., Paraschiv Dr., Sârbu M.St. CONSIDERATIONS REGARDING THE INTERIOR VIBROHONING	258
Sekala A., Swider J. FLOW GRAPHS IN MODELLING AND ANALYSIS OF CONTINUOUS MECHANICAL SYSTEMS	262
Slătineanu L., Dodun, O., Coteață M., Santo L. STUDY OF THE SURFACE ROUGHNESS AT THE MACHINING OF THE PLANE SURFACES WITH END MILLS	265
Ungureanu C., Murărașu E., Ștefanovici M. ON THE INTENSITY OF THE CURRENT ABSORBED BY THE ELECTROCHEMICAL GRINDING CELL	270
Ungureanu V. THE CHARACTERISTICS OF LINEAR AND ANGULAR LOGARITHMIC STRAINS	274
Шацький І.П., Роп'як Л.Я. ЛОКАЛЬНІ НАПРУЖЕННЯ У ПОКРИТТІ НЕОДНОРІДНОЇ ОСНОВИ.....	277

ПРАВИЛА

представления рукописей в международный сборник научных трудов Донецкого национального технического университета «ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ»

Международный сборник научных трудов Донецкого национального технического университета «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» издается с 1993 года. С начала издания этого сборника в нем уже опубликовалось более 2500 ученых и специалистов из 17 стран мира.

Сборник научных трудов является специальным изданием. В нем могут публиковаться результаты диссертационных работ, так как он включен в перечень ВАК Украины (Перелік № 1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук. Додаток до постанови президії ВАК України від 9 червня 1999 р. № 1 – 05/7).

Статьи должны представиться в соответствии с требованиями ВАК Украины (бюллетень ВАК № 1 за 2003 г.).

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической 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.

Ответственность за нарушение авторских прав, за несоблюдение действующих стандартов и за недостоверность приведенных в статье данных полностью несут авторы статьи.

Присланные в редакционную коллегию статьи подвергаются обязательному рецензированию. Редакционная коллегия оставляет за собой право вносить в текст статьи изменения редакционного характера без согласования с авторами.

Языки представления рукописей: украинский, русский, английский и немецкий.

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА

Тематика представляемых статей должна основываться на проблемах машиностроения (механики) и представляться в рамках следующих направлений:

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий. Специальные и нетрадиционные технологии.
2. Механизация и автоматизация производственных процессов. Проблемы мехатроники и мехатронные технологии.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Управление качеством, метрология, сертификация, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Вопросы моделирования и расчетов сложных технологических систем. Перспективные компьютерные технологии в машиностроении.
7. Машиноведение и детали машин.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

СОДЕРЖАНИЕ СТАТЕЙ

Научно-технические статьи, представляемые в данный сборник должны иметь следующие элементы:

- постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями;
- анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и на которые опирается автор, выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья;
- формулирование целей статьи (постановка задач);
- представление основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов;
- выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.

Представляемые статьи должны иметь следующую структуру:

Аннотация (Abstract)

В аннотации приводятся краткие сведения о всей статье в целом на английском языке. Объем аннотации 5 – 10 строк.

1. Введение (Introduction).

Во введении приводится аналитический (исторический) обзор современного состояния вопроса исследования, выполняется постановка проблемы исследования или показывается актуальность данного исследования (работы). Здесь нужно обязательно указать результаты последних исследований других авторов. А также сформулировать цель и задачи исследований.

2. Основное содержание и результаты работы (The main contents and outcomes of activity).

В данном разделе излагаются и подробно разъясняются полученные авторами теоретические положения и практические результаты. Приводятся принятые гипотезы и используемые допущения, разъясняются малоизвестные термины, аббревиатуры и условные обозначения. Для теоретических положений приводятся их доказательства и необходимые математические преобразования. Для экспериментальных исследований кратко описываются методики их проведения, способы обработки данных и результаты проверок адекватности и достоверности результатов.

3. Заключение (Conclusion)

В заключении излагаются выводы по полученным авторами результатам, описываются примеры их практического применения, предлагаются рекомендации относительно их использования, приводятся выводы, а также указываются перспективы дальнейших исследований по данной проблематике.

Список литературы (References).

Список литературных источников должен быть составлен в порядке ссылок на них. Ссылки на литературу в тексте статьи заключаются в квадратные скобки. В списке литературы должно быть указано не менее 3 публикаций, вышедших за последние 10 лет.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении рукописи Вашей 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.

Публикация статей в данном сборнике платная и ориентировочная стоимость одной страницы текста составляет: 9 гривен (1,7 доллара США) – для авторов с Украины; 11 гривен (2,0 доллара США) – для авторов из СНГ; 17 гривен (3,0 доллара США) – для авторов из других стран.

БАНКОВСКИЕ РЕКВИЗИТЫ

• для авторов из Украины (гривни): Донецкое РУ КБ "Приватбанк", т/с 26001185655001, МФО 335496, ОКПО 30206251. Получатель: ЧП "ТЕХНОПОЛИС". Назначение платежа: За опубликование статьи (указываются ФИО авторов).

• для авторов из стран СНГ (рубли): Получатель: КБ "Приватбанк". Счет в банке получателя: 30122810300000158100. Банк получателя: МКБ "Москомприватбанк", г. Москва, БИК 044585342, к/с 30101810400000000342, ИНН 7713003871. Назначение платежа: Для ЧП "Технополис" на счет 26009185655003. За опубликование (указываются ФИО авторов).

• для авторов из дальнего зарубежья (доллары США): Beneficiary: Private Company "Technopolis", account 26000185655002. Bank of beneficiary: "Privatbank", Dnepropetrovsk, Ukraine; SWIFT: PBAN UA 2X. Intermediary Bank: JPMORGAN CHASE BANK, New York, USA, SWIFT: CHASUS33. Correspondent account: 001-1-000080. Appointment Payment (Details of Payment): For publication the article (indicate the last names of the authors).

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210х297 мм) с полями: верхнее, левое и правое - 25 мм, а нижнее - 30 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 12, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.

2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: название, фамилии и инициалы авторов, сокращенное название организации, города, страны, аннотация на английском языке, основной текст, выводы, список литературы. Название печатать прописными (жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через один интервал строчными буквами – фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом – сокращенное название организаций, название городов, стран (через запятую, центрировать). Через один интервал – краткая аннотация на английском языке от 5 до 10 строк и материалы статьи (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образец оформления материалов.

3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять в формате *.bmp, *.gif, *.psx, *.dwg размерами не менее 60х60 мм внедренными объектами (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. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.

4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. Формулы нумеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте име-

ются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.

Размер формул для Microsoft Equation

Full (обычный).....	14 pt
Subscript/Superscript (крупный индекс).....	10 pt
Sub-Subscript/Superscript (мелкий индекс).....	8 pt
Symbol (крупный символ).....	14 pt
Sub-Symbol (мелкий символ).....	10 pt

5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.

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.

Образец оформления материалов:

ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

Иванов И.И., Петров П.П. (ДонНТУ, БГТУ, г. Донецк, г. Брянск, Украина, Россия)

The efficient design of assembly machinery is vitally importantas noun description of functions of presented in the paper

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рис. 5). Материальные, энергетические и информационные потоки могут быть описаны следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} S_W(t_i) &= \{s_{i1}, s_{i2}, \dots, s_{in}\}; \\ E_W(t_i) &= \{e_{i1}, e_{i2}, \dots, e_{in}\}; \\ I_W(t_i) &= \{i_{i1}, i_{i2}, \dots, i_{in}\}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где s_{iv} - элемент множества $S_W(t_i)$;

Список литературы: 1. Ким И.П. Исследование эффективности роторных машин. - К: КИИ, 1985. - 123 с. 2. Устюгов А.В. Надежность технологических машин. - Донецк: ДонНТУ, 1998. - 425 с.

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ,
Кафедра «Технология машиностроения»,
Редакционная коллегия сборника.

Тел. (062) 305-01-04, факс. (062) 305-01-04

E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua

<http://donntu.edu.ua>

Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

Сборник трудов

Выпуск 28

Компьютерная верстка – инженер Ольховская О.О.

Подписано к печати 9.07.2004г.

Ризографическая печать

Уч.-из. л. 18,43

Формат 60x84 1/16

Усл. печ. л. 16,54

Тираж 350 экз.

Бумага MAESTRO

Усл. кр. от. 17,38

Заказ № 2

Издательско-полиграфический центр «Технополис»
Свидетельство о внесении в государственный реестр субъекта
издательского дела ДК № 1221 от 05.02.2003 года.

83000, г. Донецк, пр. Дзержинского, 1

Тел. (062) 305-01-04, (0622) 91-08-40

E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua