

Рис. 3. Схема стенда для испытаний торцовых уплотнений: 1 – испытательная головка; 2 – подшипниковый узел; 3,12 – электродвигатель; 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 14 – вентили запорные; 11 – насос шестеренчатый НШ-46У; 13 – манометр

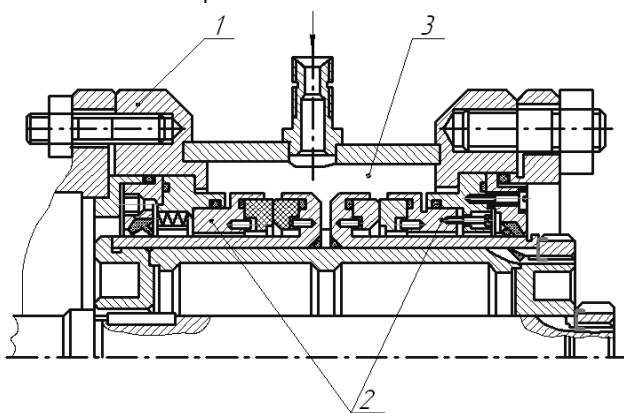


Рис. 4. Испытательная головка

В испытательной головке 1 (рис. 4) монтируются два торцовых уплотнения 2, обеспечивающие герметизацию рабочей камеры 3.

При испытаниях уплотнений на стенде получены температурные кривые и кривая утечки (рис. 5). Температура на контакте пары трения первые 1...10 минут плавно повышается и стабилизируется на рабочем диапазоне температур 60...80°C, а утечка за это время сокращается практически до нулевых значений.

При создании критических ситуаций (сокращение или отсутствие циркуляции уплотняемой среды в испытательной головке, повышение нагрузки на контакт) температура на контакте пары трения в начальный момент возрастает, а затем снижается. Объем утечки через контакт увеличивается, гидравлическая плотность уплотнения нарушается со снижением температуры. В случае разгерметизации аксиально-подвижного и неподвижного соединения в результате разрушения резиновых уплотнительных колец, температурный режим уплотнения не

УДК621.941

Мрочек Ж.А., Адаменко В.М., Адаменко Д.В.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ РЕЗАНИЕМ ПО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЯЮЩИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

**Введение.** Машиностроение признано сыграть ведущую роль в ускорении научно-технического прогресса в народном хозяйстве страны. Характерными чертами его развития является автоматизация технологических процессов, быстрое раз-

изменяется. Не оказывает влияния на температурный режим уплотнения поломка пружин, поводков и других деталей. Поэтому диагностика уплотнений по изменению температурного режима не надежна. Определяющим диагностическим параметром рабочего состояния торцового уплотнения является величина утечки рабочей жидкости через уплотнение. Контроль по утечке жидкости осуществляет в системе аварийной защиты датчик-сигнализатор уровня утечки через уплотнение. При объеме утечки, превышаемом допускаемые значения, система защиты отключает гидромашину.

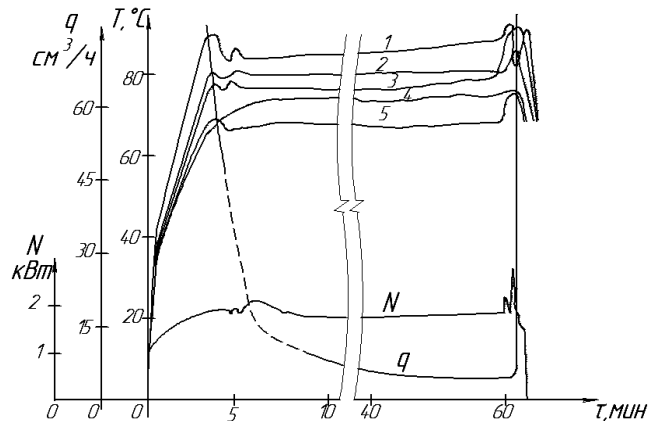


Рис. 5. Изменение температуры  $T$ , °C, контактных колец и уплотняемой среды, величины утечки  $q$  и мощности трения  $N$  во времени: 1 – изменение температуры по внутреннему диаметру контакта; 2 – изменение температуры среды за уплотнением; 3 – изменение температуры около резинового уплотнения; 4 – изменение температуры по среднему диаметру контакта; 5 – изменение температуры по наружному диаметру контакта

### Выводы

Испытания показали, что определяющим диагностическим параметром рабочего состояния торцового уплотнения является величина утечки рабочей жидкости через уплотнение. Оценка рабочего состояния уплотнений по температуре контакта пары трения не эффективна. Проведение стендовых испытаний торцовых уплотнений и диагностический контроль утечки позволяет повысить срок службы уплотнений в эксплуатации.

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голуб М.В., Голуб В.М. Опыт эксплуатации торцовых уплотнений насосов магистральных нефтепроводов. // Вестник БГТУ.–2003.–№4(22). «Машиностроение, автоматизация и ЭВМ».
2. Голуб М.В., Голуб В.М. Методы повышения надежности и долговечности роторов нефтяных насосов // Вестник БГТУ. - Машиностроение. – 2004. №4(28). – С 33-37.

Статья поступила в редакцию 18.10.2007



Рис. 1. Структурная технологическая схема процесса резания

повышается. Отмечено [1], что изучение процессов резания сопровождается созданием математических моделей, которые базируются на единой физической концепции взаимодействия режущего инструмента с деталью. Так, например, В.К. Старков [2] в качестве единой физической концепции, положенной в основу комплексного анализа процесса резания, использовал теорию дислокации физики твердого тела. По его мнению, дислокационные представления хорошо раскрывают физическую природу процесса резания металлов. А.Д. Макаров [3] показал, что для каждой пары «материал обрабатываемой детали – материал инструмента» существует оптимальная температура контакта, при которой в условиях резания достигается наименьшая интенсивность изнашивания инструмента. Эти результаты исследований положены в основу различных методик оптимизации режимов резания материалов.

Методические средства познания процесса резания имеют свои недостатки и трудности, в то же время мощность привода главного движения станка и мощность, расходуемая на резание, являются показателями замкнутой динамической системы, находятся во взаимосвязи и могут служить в определенных схемах резания критерием оптимальной скорости резания [4]. В этом случае, процесс резания можно рассматривать как механизм регулирования, связывающий технологическую систему и, получающиеся в результате обработки, технологические параметры детали.

**Методы оценки режимов резания.** В последнее время все больше исследователей [5] отдает предпочтение методу конечных элементов, хорошо зарекомендовавшему себя при решении ряда сложных прикладных задач.

Метод конечных элементов с математической точки зрения является одним из численных методов решения систем дифференциальных уравнений. Исследуемая область изменения функций (перемещений, деформаций, напряжений) разбивается на большое число малых, но конечных по размерам подобластей, называемых конечными элементами. Путем представления технологической системы в виде совокупности отдельных элементов подсистем, связанных не бесконечным, а конечным числом связей, континуальную (непрерывную) систему заменяют дискретной. Внутри отдельного конечного элемента исследуемая область принимается непрерывной, однако функции, описывающие его напряженно-деформированное состояние, аппроксимируют некоторыми простейшими функциями, часто имеющими линейный характер. Таким образом, непрерывные функции в пределах исследуемой области представляются кусочно-непрерывными функциями.

Исходя из этого, разработана структурная схема технологической системы с позиции энергопотребления при резании (рис. 1), в которой предполагается, что мощность резания, необходимая для осуществления процесса резания, уравновешивается потреблением активной мощности из сети при определенных функциональных зависимостях, с обеспечением равновесия подсистем.

Развитие и использование в производстве энергосберегающих технологий конкурентоспособных инновационных промышленных технологий является тем важным условием, при котором возможен решающий прорыв отечественного машиностроения, что в свою очередь требует создания новых, а также совершенствования существующих технологических решений, в частности – более эффективного использования энергетического потенциала технологического оборудования. В то же время составляющая различных видов энергии в себестоимости продукции по данным предприятий составляет от 4% до 12%, что обосновывает проблему как весьма актуальную.

В соответствии с нормативными документами [6] основным показателем, характеризующим эффективность использования электрической энергии при производстве продукции, является ее общезаводской удельный расход  $C_{уд}$ , который определяется:

$$C_{уд} = \frac{W}{П} = \frac{W_{ТЕХН} + W_{ОБЩ}}{П},$$

где  $W$  – объем потребляемой энергии;  $W_{ТЕХН}$  – технологическая составляющая электроэнергии, зависящая от объема выпуска продукции;  $W_{ОБЩ}$  – общая составляющая потребляемой электрической энергии, не зависящая от объемов производства продукции;  $П$  – объем выпуска продукции.

Следовательно, можно предположить, что технологическая составляющая является тем фактором снижения удельного расхода электрической энергии при производстве продукции, которая определяется зависимостью:

$$C_{уд} = f(W_{ТЕХН}).$$

Обычно, концепция энергосбережения [6] рассматривается по следующим направлениям:

- максимальная технологическая загрузка оборудования;
- проведение организационно-технических мероприятий;
- модернизация или реконструкция технологии.

Наиболее интересными являются направления снижения удельной составляющей потребления электрической энергии,

учитывающие скорость резания с учетом энергетических показателей технологического оборудования, в соответствии с функциональной зависимостью

$$V = f(N, \cos \varphi, \eta),$$

где  $V$  – скорость резания;  $N$  – мощность электродвигателя главного привода;  $\cos \varphi$  – коэффициент мощности;  $\eta$  – КПД электродвигателя.

В этом случае наиболее интересным является решение задачи, которое позволяет установить зависимость скорости резания от мощности привода главного движения, с учетом его рабочих характеристик, в частности КПД, величина которого принимается в пределах 0,6...0,8 и  $\cos \varphi$ .

Мощность резания определяется по зависимости:

$$N_{рез} = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 1020}, \quad (1)$$

где  $P_z$  – тангенциальная сила резания, Н;  $V$  – скорость резания (м/мин).

Тангенциальная сила резания рассчитывается по формуле:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^{X_z} \cdot s^{Y_z} \cdot V^n \cdot K_z, \quad (2)$$

где  $C_p$  – постоянная, зависящая от обрабатываемого материала и условий его обработки;  $t$  – глубина резания, (мм);  $s$  – подача, (мм/об);  $V$  – скорость резания, (мм/мин);  $n$  – показатель степени скорости резания;  $X_z, Y_z$  – показатель степени при установленных глубине резания и подаче;  $K_z$  – поправочный коэффициент, учитывающий конкретные условия обработки.

Преобразуя формулу (1), путем подстановки (2) получим:

$$N_{рез} = \frac{C_p \cdot t^{X_z} \cdot s^{Y_z} \cdot V^n \cdot K_z \cdot V}{60 \cdot 102},$$

откуда

$$V^n \cdot V = \frac{N_{рез} \cdot 60 \cdot 102}{C_p \cdot t^{X_z} \cdot s^{Y_z} \cdot K_z}.$$

На основании равновесия подсистем предполагаем

$$N_{рез} = N_{потребл.} = N_{электродв.};$$

$$N_{рез} = \eta \cdot N_{электродв.},$$

где  $N_{потребл.}$  – потребляемая мощность на валу электродвигателя привода (кВт).

$$V^{(n+1)} = \frac{\eta \cdot N_{ДВ} \cdot 60 \cdot 102}{C_p \cdot t^{X_z} \cdot s^{Y_z} \cdot K_z}. \quad (3)$$

### Результаты эксперимента

В процессе эксперимента обрабатывались резанием цилиндрические образцы из стали 45X (HB220,  $\sigma_B 750$  МПа) твердосплавным резцом T5K10 ( $\gamma=10^\circ$ ;  $\alpha=15^\circ$ ;  $\alpha_1=5^\circ$ ;  $\varphi=60^\circ$ ;  $\varphi_1=5^\circ$ ;  $\Gamma=1$ ) в диапазоне подач от 1,2...0,8 мм/об и глубиной резания  $t=2...6$  мм, через интервал  $s$  равный 0,1 и глубины  $t=1$  мм при различных КПД электродвигателя главного привода в соответствии со скоростью определяемой по формуле (3). Затем строился график зависимости  $V = f(t, s, \eta)$  (рис. 2) с установлением области энергосберегающей скорости резания при значениях  $\eta = 0,6 \div 0,8$ .

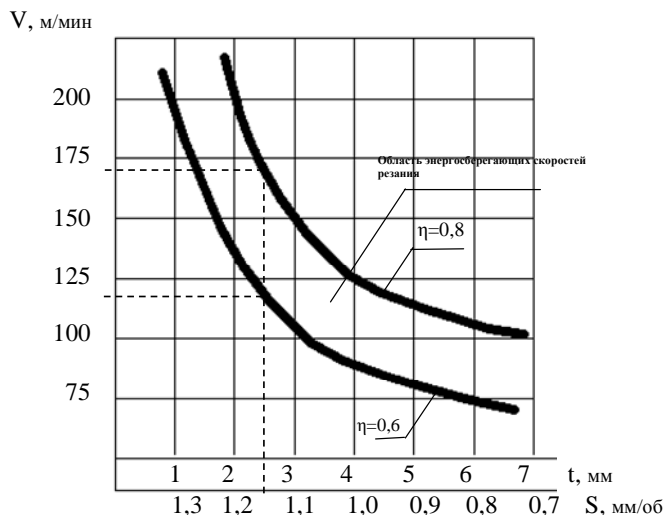


Рис. 2. Зависимость скорости резания от КПД электродвигателя привода главного движения при различных режимах обработки

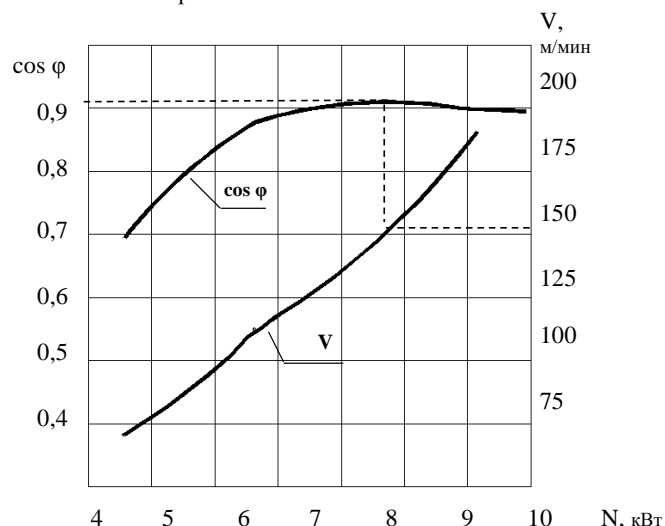


Рис. 3. Зависимость скорости резания от мощности электродвигателя привода главного движения и  $\cos \varphi$

По результатам проведенного эксперимента определялась зависимость мощности электродвигателя от скорости резания и  $\cos(N = f(V, \cos \varphi))$ . Измерения проводились в диапазоне скоростей от 120 до 175 м/мин. при режимах резания  $s=1,14$  мм/об и  $t=2,5$  мм. Изменение скорости резания устанавливалась путем изменения частоты вращения заготовки, при этом измеряли мощность, силу тока, напряжение и  $\cos \varphi$ :

$$\cos \varphi = \frac{N}{3 \times U \times I},$$

где  $N$  – мощность резания, (кВт);  $U$  – напряжение, (В);  $I$  – ток в технологической системе резания, (А).

Результаты измерений (рис. 3, зависимость  $N = f(V, \cos \varphi)$ ) позволили определить оптимальную скорость резания  $V_0$  при максимальном значении  $\cos \varphi$ .

Анализ результатов исследований показывает, что при повышении скорости резания от 90 до 170 м/мин наблюдается повышение  $\cos \varphi$  от 0,71 до 0,91. Это повышение приводит к наиболее высоким показателям использования энергии при-

вода главного движения станка. Дальнейшее повышение скорости резания от 170 до 200 м/мин увеличивает  $\cos\varphi$  от 0,91 до 0,94 и сопровождается перегрузкой электродвигателя привода главного движения станка. Таким образом, экспериментально установлено, что практическая величина  $\cos\varphi$  0,91 соответствует оптимальной скорости резания. Она равна 151 м/мин, а мощность привода главного движения используется наиболее оптимально, что подтверждается известными стойкостными испытаниями и результатами исследований, где оптимальная скорость резания находится в пределах 125-137 м/мин.

Отсюда следует, что оптимальная скорость резания установленная предлагаемым способом, несколько превышает скорость резания, определенную известными методами, и показывает об имеющемся резерве оборудования и его более эффективного использования.

#### **Выводы**

- результаты проведенных экспериментов и их анализ подтверждает возможности использования энергетических показателей электродвигателя привода главного движения при определении оптимальной скорости резания;
- экспериментально подтверждена взаимосвязь рабочих характеристик электродвигателя привода главного движения и оптимальной скорости резания;
- предложенный способ можно рекомендовать для практического использования при проектировании и внедрении энергосберегающих технологий.

УДК 621.87:658.512.011.56

**Лесковец И.В.**

## СТРУКТУРА ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

**Введение.** В настоящее время проведение расчетов любой сложной динамической системы невозможно без использования ЭВМ. Программное обеспечение различных производителей предоставляет конструкторам целый ряд возможностей для проведения статических и динамических расчетов с целью получения оптимальных характеристик машин на стадии проектирования. Наиболее широкое распространение в этой области нашли программные продукты, основанные на использовании метода конечных элементов (МКЭ). За последние 10 лет этот метод успешно совершенствовался и нашел широчайшее применение в ряде областей науки и техники. Однако наряду с широкими возможностями МКЭ имеет ряд недостатков, из-за которых его использование при решении задач, где присутствует большое количество подвижных элементов невозможно, либо требует затрат такого количества ресурсов и времени, что его применение крайне не эффективно. К таким задачам относятся задачи проектирования гусеничных машин, систем управления с большим количеством подвижных элементов и другие. В ряде случаев конструкторы и ученые успешно применяют системы реализации математических моделей, основанные на современных математических методах моделирования. Такие системы также имеют ряд недостатков, к которым можно отнести необходимость разработки уникальных математических моделей в каждом конкретном случае, высокую квалификацию работников, невозможность визуализации поведения проектируемой системы, большое время, требуемое для расчета из-за работы таких систем в режиме "интерпретатора".

На наш взгляд, в области проектирования и расчета характеристик гусеничных машин с целью оптимизации основ-

#### **СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Аршинов В.А., Алексеев Г.А. Резание металлов и режущий инструмент. – М., 1975. – 440 с.
2. Старков В.К. Дислокационные представления о резании металлов. – М., 1979.
3. Макаров А.Д. Анализ характеристик обрабатываемости и параметров оптимизации процесса резания. Тез. докл. Всесоюз. научн. техн. конф. Современные пути повышения производительности и точности металлообрабатывающего оборудования и автоматизации технологических процессов в машиностроении. – М., 1980. – С. 146-149.
4. Адаменко В.М. Теоретические предпосылки оптимизации процесса резания по энергопотребляющим показателям технологического оборудования. Машиностроение. Сб. научн. трудов. Выпуск 17. Под ред. И.П. Филонова. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 398 с.
5. Жолобов А.А. Технология автоматизированного производства. Учебник для ВУЗов. – Мн.: Дизайн, 2000. – 624 с.
6. Токочакова Н.В., Мороз Д.Р. Расчетно-статические модели режимов потребления электроэнергии как основа нормирования и оценки энергетической эффективности. Журнал. Энергоэффективность. – 2006. - № 1,2. С. 14-15, С.23-24.

*Статья поступила в редакцию 19.02.2007*

ных параметров необходима разработка имитационной модели гусеничной машины в виде программного обеспечения, составленного на основе математической модели [1], которая отражает основные свойства и позволяет получить основные характеристики движителя, необходимые для дальнейшей оптимизации его основных параметров. Для разработки программного обеспечения наиболее предпочтительным, на наш взгляд, является метод функциональных элементов (МФЭ), с дальнейшим применением структуры классов, доступной, практически в любом из известных языков программирования высокого уровня.

**Структура гусеничной машины.** Использование МФЭ предполагает разработку параметров, либо характеристик, обеспечивающих обмен данными между элементами. Учитывая, что каждый элемент связан как минимум с одним соседним элементом, необходимо предусмотреть, что потоки данных двигаются как в прямом, так и в обратном направлении. Количество потоков, с одной стороны, должно быть минимальным, для обеспечения минимального времени расчета, а с другой стороны, наиболее полным для обеспечения качества получаемых результатов. Функциональные элементы машины могут иметь "жесткие" либо "переменные" связи, в соответствии с этим в некоторых случаях необходима разработка специальных алгоритмов, методов классификации и кодировки взаимного расположения элементов.

Анализируя структуру гусеничной машины, вполне естественно предположить, что каждый из его элементов является отдельным классом, который в свою очередь входит в другой элемент. Применение такой технологии позволит пользователю

*Лесковец Игорь Владимирович, к.т.н., доцент, зав. кафедрой "Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины и оборудование" Государственного учреждения высшего профессионального образования "Белорусско-Российский университет". Беларусь, "Белорусско-Российский университет", 212005, г. Могилев, пр-т Мира, 43.*