

**ВЕСТНИК  
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО  
УНИВЕРСИТЕТА “ХПИ”**

**Сборник научных трудов  
Тематический выпуск**

**28’2008**

**“Проблемы механического привода”**

Издание основано Национальным техническим университетом “ХПИ”  
в 2001 году

**Государственное издание**

Свидетельство Госкомитета  
По информационной политике Украины  
КВ № 5256 от 02.07.2001 г.

**КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ**

**Председатель**

Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, *д.т.н., проф.*

**Секретарь**

К.А. ГОРБУНОВ, *к.т.н., проф.*

А.П. МАРЧЕНКО, *д.т.н., проф.*  
Е.И. СОКОЛ, *д.т.н., проф.*  
Е.Е. АЛЕКСАНДРОВ, *д.т.н., проф.*  
Т.С. ВОРОПАЙ, *д.ф.н., проф.*  
М.Д. ГОДЛЕВСКИЙ, *д.т.н., проф.*  
А.И. ГРАБЧЕНКО, *д.т.н., проф.*  
В.Д. ДМИТРЕНКО, *д.т.н., проф.*  
В.Г. ДАНЬКО, *д.т.н., проф.*  
В.Б. КЛЕПИКОВ, *д.т.н., проф.*  
П.А. КАЧАНОВ, *д.т.н., проф.*  
В.О. ЛОЗОВОЙ, *д.т.н., проф.*  
А.К. МОРАЧКОВСКИЙ, *д.т.н., проф.*  
П.Г. ПЕРЕРВА, *д.т.н., проф.*  
Н.И. ПОГОРЕЛОВ, *д.т.н., проф.*  
М.И. РЫЩЕНКО, *д.т.н., проф.*  
В.Б. САМОРОДОВ, *д.т.н., проф.*  
В.П. СЕБКО, *д.т.н., проф.*  
В.Н. ТАРАН, *д.т.н., проф.*  
Ю.В. ТИМОФЕЕВ, *д.т.н., проф.*  
Н.А. ТКАЧУК, *д.т.н., проф.*

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ**

**Ответственные редакторы**

В.С. ГАПОНОВ, *д.т.н., проф.*  
Н.А. ТКАЧУК, *д.т.н., проф.*

**Зам. ответственного редактора**

А.В. УСТИНЕНКО, *к.т.н., доц.*

**Ответственный секретарь**

В.А. БЕРЕЖНОЙ, *к.т.н.*

А.И. ПАВЛОВ, *к.т.н., доц.*  
Н.Э. ТЕРНЮК, *д.т.н., проф.*  
С.В. ГУТЫРЯ, *д.т.н., проф.*  
Ф.Л. ЛИТВИН, *д.т.н., проф.*  
В.В. ШЕЛОФАСТ, *д.т.н., проф.*  
В.П. ШИШОВ, *д.т.н., проф.*  
В.М. ГРИБАНОВ, *д.т.н., проф.*  
Н.Л. УТУТОВ, *д.т.н., проф.*  
А.П. ПОПОВ, *д.т.н., проф.*  
Б.В. МОТУЛЬКО, *д.т.н., проф.*  
В.Г. ХРОМОВ, *д.т.н., проф.*  
Б.И. КИНДРАЦКИЙ, *д.т.н., проф.*  
В.Н. ВЛАСЕНКО, *к.т.н.*  
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, *д.т.н., проф.*  
А.С. КУНИВЕР, *д.т.н., проф.*  
А.И. БЕЛЯЕВ, *д.т.н., проф.*  
А.П. ЛЮБЧЕНКО, *д.т.н., проф.*  
А.Л. ФИЛИПЕНКОВ, *д.т.н., проф.*  
В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, *д.т.н.*  
Н.В. МАТЮШЕНКО, *к.т.н.*  
В.В. МЕДВЕДЬ, *инж.*

**АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ**

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21  
кафедра ТММ и САПР  
тел. (0572) 707-64-78

УДК 621.833

Вісник Національного Технічного університету “ХПІ”. Збірник наукових праць тематичний випуск “Проблеми механічного приводу”.  
Харків: НТУ “ХПІ”. – 2008, №28. – 124 с.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований и разработок в области зубчатых передач и редукторостроения, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов.

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок в галузі зубчастих передач і редукторобудування, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій і підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів.

**Друкується за рішенням Вченої ради НТУ “ХПІ”,  
протокол №7 від 04.07.2008**

©Національний технічний університет “ХПІ”, 2008

***Сборник посвящается памяти  
доктора технических наук, профессора***



**АНАТОЛИЯ ФЕДОРОВИЧА КИРИЧЕНКО**

**А.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ"

**ПАМЯТИ УЧЕНОГО**

21 августа 2007 года перестало биться сердце профессора, доктора технических наук Анатолия Федоровича Кириченко – известного советского и украинского ученого в области исследования, расчета и проектирования зубчатых передач и редукторов.

Анатолий Федорович прожил богатую событиями, как для него, так и для страны, жизнь. Ему пришлось познать и радость побед, и горечь разочарований, но он всегда оставался честным, принципиальным и целеустремленным ученым и педагогом.

Он родился 17 июня 1932 г. в г. Харькове. В 1952 г. окончил среднюю школу и Харьковское музыкальное училище по классу скрипки. В этом же году поступает на учебу в ХПИ, который оканчивает в 1957 г. Все время учебы активно участвует в самодеятельности в составе эстрадно-симфонического оркестра. Всего самодеятельности ХПИ он отдал 20 лет своей активной жизни. В это время Анатолий Федорович даже мечтал поступить в консерваторию. Но жизнь сложилась так, что основной ее целью все-таки стали машиностроение и педагогическая деятельность.

Поэтому, когда по окончании института он был оставлен для педагогической деятельности на кафедре графики, мир, возможно, потерял Кириченко-скрипача, но приобрел Кириченко – ученого-"зубчатника".

С 1958 по 1961 гг. он – стажер конструкторского бюро по локомотивостроению завода им. Малышева. В это время он увлекся зубчатыми передачами, исследование которых и стало целью всей его жизни.

В начале 60-х годов его заинтересовали новые перспективные передачи с зацеплением М.Л. Новикова. Тогда он работал в Базовой лаборатории зубчатых передач Новикова при Харьковском Совнархозе. К сожалению, лаборатория просуществовала недолго. Травля сотрудников со стороны высокого начальства привела к ее уничтожению, а ценнейшие приборы и стенды, созданные, в том числе и руками Анатолия Федоровича, были пущены на металлолом.

Однако Анатолий Федорович не сложил рук. Он продолжал работать в ХПИ, в 1969 г. защитил кандидатскую диссертацию, посвященную динамике передач Новикова, руководил аспирантами, занимался хозяйственными науч-

но-исследовательскими работами со многими предприятиями Советского Союза. На базе проведенных исследований им опубликовано более 300 научных работ.

В 70-х годах он занялся новой, очень важной тематикой – исследованием напряженно-деформированного состояния зубьев. Ему удалось найти изящное решение для определения напряжений в корне зуба на базе  $R$ -функций. На тот момент это был качественный скачок вперед. Найденное решение вполне могло быть реализовано на существовавших в то время ЭВМ со слабым быстродействием и ничтожной оперативной памятью (в отличие от общепринятого в наше время метода конечных элементов).

И тут злую шутку с Анатолием Федоровичем сыграли его честность, принципиальность и привычка говорить правду в лицо начальству. Тогдашнее руководство начало вставлять палки в колеса, вовсе использовать "телефонное право". Первая защита докторской, состоявшаяся в 1983 г. в Москве, оказалась неудачной. Попытка представить работу к защите в Ленинграде была встречена устной просьбой "сначала уладить все проблемы со своим руководством". Лишь в 1991 году, в позднеперестроечный период после смены руководства ХПИ, Анатолий Федорович блестяще защитил диссертацию в том же самом совете в Москве.

Казалось бы, открылась широкая дорога к продолжению исследований, созданию собственной научной школы. Но... Грянули Беловежское соглашение, распад СССР, в высшую школу пришли нищенские зарплаты и практически полное отсутствие бюджетного финансирования науки. Однако и тут Анатолий Федорович не пал духом. Ведь в 1961 году он стал заместителем председателя секции зубчатых передач и редукторостроения НТО Машиностроителей Украины, а с 1992 года – ее председателем. Благодаря активной деятельности успешно проводил международные научно-технические конференции. В большинстве из них был членом оргкомитета, а более чем в пятнадцати – председателем. А всего за жизнь он принял участие почти в 80 конференциях. Благодаря этой деятельности ему удалось даже в те тяжелые годы не растерять специалистов, а, наоборот, еще теснее сплотить их для плодотворной деятельности в области развития и совершенствования зубчатых передач.

А в начале XXI века, когда страна вышла из промышленного и научного коллапса, продолжила успешно развиваться его научная школа. Резко возрос-

ло количество успешно защитившихся аспирантов, появились и докторанты, одним из которых посчастливилось быть автору этих строк. Вокруг него сформировалась группа единомышленников, вместе с ним развивавшая новые перспективные направления в области исследования зубчатых передач.

Одновременно с активной научной деятельностью А.Ф. Кириченко вел большую учебно-методическую работу. При его участии выпущено около 10000 специалистов, написано большое количество методических разработок, он 15 лет был членом редакционного совета института, в 2002 г. создал фундаментальный учебник «Теоретичні основи інженерної графіки». А последние годы жизни работал над компьютеризированным вариантом этого учебника.

Смерть вырвала Анатолия Федоровича из наших рядов внезапно, когда он был полон идей и свершений, планировал проводить очередную, 38-ю по счету международную конференцию в Севастополе. Однако ничто из его нереализованных мыслей и задумок не пропадет. Его знамя подхватили его ученики, которые продолжают все начатые им дела.

Светлая память об Анатолии Федоровиче навсегда останется в наших сердцах, будет жить в его работах, идеях, трудах соратников и учеников.

**В.Н. ВЛАСЕНКО**, канд. техн. наук, директор АОЗТ «НИИ «Редуктор»,  
**И.Н. ДОБРОВОЛЬСКАЯ**, АОЗТ «НИИ «Редуктор», г. Киев

### **СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ НОРМАТИВНОЙ БАЗЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ ОБЩЕМАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО И СПЕЦИАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ В УКРАИНЕ**

Розглянуті сучасні успіхи та перспективи розвитку нормативної бази механічних приводів для загального і спеціального застосування в Україні. Визначаються тенденції розвитку механічних приводів на сучасній стадії.

Contemporary fortune and development perspective of normative base mechanical of drives for general engineering and special application in Ukraine are considered. The development tendencies of mechanical drives on contemporary stage are defined.

Создание системы национальных технических комитетов по стандартизации (ТК) началось после распада СССР в условиях формирования рыночной среды в Украине и развития экономики, базированной на разных формах собственности. Главные и базовые организации из стандартизации министерств и государственных комитетов, которые вели секретариаты ТК прежнего СССР, продолжили свою деятельность на поприщах независимой Украины. Активизировались и создавались ТК в тех отраслях деятельности, которые нуждались в новых нормативных документах (НД) для выпуска конкурентоспособной на мировом рынке продукции, в первую очередь горно-металлургической, машиностроительной, химической, пищевой и сельскохозяйственной.

Для установления системы ТК важным было урегулирование правовых аспектов их деятельности. Принятый в 1993 г. декрет [1] Кабинета Министров Украины «О стандартизации и сертификации» от 10.05.93 г. № 46/93 определил правовые и экономические основы для систем стандартизации и сертификации, установил организационные формы их функционирования на территории Украины. Деятельность ТК была урегулирована положениями руководящего НД [2] "Типичное положение о техническом комитете по стандартизации".

На базе АОЗТ «НИИ «Редуктор» с 1993 г. функционирует национальный технический комитет по стандартизации ТК-47 «Механічні приводи», а также базовая организация по стандартизации Министерства промышленной политики Украины БОС-26 «Механічні приводи». В настоящее время ТК-47 руководствуется в своей деятельности обновленным типовым положением [3].

Система государственной стандартизации является действенным инструментом реализации отмеченных Законов и Указов. Одним из основных на-

правлений как национальной, так и отраслевой стандартизации является содействие решению стратегических задач Украины: общеэкономического роста, повышения благосостояния населения, интеграции в ЕС, вступлению в ВТО. В настоящий момент особенно актуальной является реализация одного из основных направлений стандартизации – гармонизация национальных стандартов Украины с международными. В 2007 году ТК-47 «Механічні приводи» разработал 14 гармонизированных стандартов ДСТУ ISO [4-17].

Реализация ежегодных планов стандартизации по созданию нормативной базы по механическим приводам общемашиностроительного и специального применения (редукторы, мотор-редукторы, мотор-барабаны, вариаторы и приводы на их базе, механические муфты и др.) ведется по следующим основным направлениям:

- разработка межгосударственных стандартов (ГОСТ); разработка национальных стандартов (ДСТУ), гармонизированных с межгосударственными стандартами;
- разработка национальных стандартов, гармонизированных с международными стандартами (ДСТУ ISO);
- разработка отраслевых руководящих нормативных документов (ГКНД).

В настоящий момент разработанная нормативная база представлена на сайте <http://www.i.com.ua/~niiredut> и содержит более 130 нормативных документов, относящихся к механическим передачам.

При значительном росте нормативной базы и улучшении ее качественного состава следует отметить негативные тенденции:

- недостаточная обновляемость (ряд стандартов не пересматривался около 10 лет) и все еще низкий уровень гармонизации с международными нормами (около 10%);
- отсутствие необходимых бюджетных средств на 2008 год значительно затормозило реализацию планов работ ТК-47 и БОС-26.

В ТК-47 разработаны «Направления работ по совершенствованию технического уровня и потребительских качеств механических приводов общепромышленного и специального применения в 2008-2010 гг.».

Для определения основных направлений работ по перспективным конструкциям механических приводов была проведена обобщенная оценка технического уровня выпускаемых механических приводов на различных предприятиях стран СНГ. Оценка проводилась по критериям приоритетности требований, сложившихся в международной практике и предъявляемых к современным механическим приводам. Проведенная работа позволила сформулировать основные тенденции в совершенствовании механических приводов различного типа на современном этапе, дальнейшем развитии их нормативной базы.

## Общие выводы.

1. В связи с принятием ряда основополагающих Законов Украины в области стандартизации считать приоритетными работы по реализации их основных положений при пересмотре стандартов, входящих в нормативную базу ТК-47 «Механічні приводи».

2. Механические приводы общемашиностроительного и специального применения, выпускающиеся на предприятиях Украины, подлежат обновлению в кратчайшие сроки с учетом повышения их технического уровня, расширению потребительских свойств, внедрения норм, представленных в гармонизированных стандартах ДСТУ ISO.

**Список литературы:** 1. Декрет Кабінету Міністрів України “Про стандартизацію і сертифікацію” от 10.05.93 г. № 46/93; 2. КНД 50-010-93. Типове положення про технічний комітет з стандартизації; 3. Типове положення про технічний комітет стандартизації / Затв. наказом Держстандарту України від 20.05.2002 № 298, зареєстр. у Мін’юсті України 11.07.2002 за № 578/6866. 4. ДСТУ ISO 677. Передачі зубчасті конічні прямозубі для загального і важкого машинобудування. Вихідний контур. 5. ДСТУ ISO 678. Передачі зубчасті конічні прямозубі для загального і важкого машинобудування. Модулі і діаметральні пітчі. 6. ДСТУ ISO 1340. Передачі зубчасті циліндричні. Інформація, яку покупець повинен надати виробнику для того, щоб отримати потрібну зубчасту передачу. 7. ДСТУ ISO 1341. Передачі зубчасті конічні прямозубі. Інформація, яку покупець повинен надати виробнику для того, щоб отримати потрібну зубчасту передачу. 8. ДСТУ ISO 5292. Приводи пасові. Паси клинові і поліклинові. Розрахунок навантажувальної здатності. 9. ДСТУ ISO 5295. Паси синхронні. Розрахунок навантажувальної здатності та міжцентрової відстані приводу. 10. ДСТУ ISO 8579-2. Правила приймання зубчастих передач. Частина 2. Визначення механічних вібрацій редукторів під час приймального випробування. 11. ДСТУ ISO 10825. Передачі зубчасті. Зношування та пошкодження зубців зубчастих коліс. Термінологія. 12. ДСТУ ISO 81400-4. Вітрові установки. Частина 4. Конструкція і технічні умови редукторів. 13. ДСТУ ISO 17485. Передачі зубчасті конічні. Система точності ISO; 14. ДСТУ ISO 9608. Клинові паси. Однорідність пасів. Метод випробування для визначення відхилів міжцентрової відстані. 15. ДСТУ ISO 11749. Пасові приводи. Поліклинові паси для автомобільної промисловості. Випробування на втому. 16. ДСТУ ISO 12046. Синхронні пасові приводи. Автомобільні паси. Визначення фізичних властивостей; 17. ДСТУ ISO 9980. Шківні з канавками для клинових пасів (система базована на ефективній ширині). Контроль геометрії канавок.

*Поступила в редколлегию 29.05.08*

УДК 621.833

**В.И. КОРОТКИН**, канд. техн. наук, НИИМ и ПМ ЮФУ

## О КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

(по материалам дискуссии, развернувшейся на сайте [www.reduktor-news.ru](http://www.reduktor-news.ru) и страницах журнала «Редукторы и приводы»)

Приведены результаты численного моделирования контактного взаимодействия зубьев эвольвентной прямозубой зубчатой передачи при перекосах осей зубчатых колес. Показано отсутствие дополнительного (помимо известного герцевского) влияния приведенного радиуса кривизны контактирующих поверхностей на нагрузочную способность контакта, что опровергает данные, содержащиеся в некоторых литературных источниках. Установлено, что расчет контактной прочности эвольвентных передач по стандартной методике дает заниженные показатели по напряжениям и завышенные по нагрузочной способности в сравнении с результатами, полученными на расчетной модели.

The computer simulation results for contact interaction of the spur involute gearing teeth at skewness of axes of the gear wheels are present. The absence of additional influence (besides known Hertz one) of the reduced principal curvature radius for contacting surfaces on the load-carrying capacity of the contact is shown. That disproves data of some references. It is stated that a calculation of contact strength of the involute gearing, based on the standard method, leads to decreased results on stresses and to increased results on load-carrying capacity by comparing with the data obtained in the numerical model.

Необходимость сообщения о данном исследовании продиктована появлением значительного количества статей одного и того же автора [1-4 и др.], посвященных, в частности, вопросу контактных расчетов традиционных эвольвентных зубчатых передач и содержащих выводы, вызывающие серьезные возражения. В развернувшейся на сайте и страницах журнала «Редукторы и приводы» (С-Пб) полемической дискуссии между сторонниками и противниками зацепления Новикова эти выводы из статей [1-4] использовались их автором в качестве основополагающей аргументации.

Утверждения, содержащиеся в указанных статьях, если их обобщить, можно сформулировать в виде следующих двух основных постулатов.

1. В эвольвентных передачах с начально-линейным контактом зубьев в реальных условиях работы (имеется в виду при перекосах осей зубчатых колес) нарушается вытекающая из решения классической плоской контактной задачи Герца линейная взаимосвязь между нормальным усилием  $F_n$  и приведенным радиусом  $\rho$  кривизны контактирующих поверхностей в полюсе; благодаря чему появляется ранее никем, по мнению автора, не замеченная возможность существенного снижения контактных напряжений и повышения нагрузочной способности передачи.

2. Широко применяемая в инженерной практике стандартная методика [5] контактного расчета эвольвентных передач, использующая решение пло-

ской задачи Герца и учитывающая перекосы в зацеплении с помощью вводимого в расчет коэффициента  $K_{H\beta}$  концентрации нагрузки, неадекватна реальным условиям, поскольку дает завышенные расчетные контактные напряжения  $\sigma_H$  в сравнении с реальными и тем самым не позволяет выявить скрытые резервы по нагрузочной способности данных передач. Этот постулат является следствием первого.

Конкретизируя сказанное, поясним, что речь идет о якобы некоей фактически существующей нелинейной связи, выражаемой автором приблизительно как  $F_n \sim \rho^k (k \gg 1)$ , при которой увеличение радиуса  $\rho$  кривизны в полюсе обеспечивает существенное дополнительное (помимо известного герцевского) и никакими методами ранее не учитываемое повышение нагрузочной способности контакта.

Такое явление автор в своих статьях назвал «эффектом кривизны», на базе которого он не только претендует на кардинальный пересмотр методов расчета, но и разрабатывает новые конструкции передач [6-8].

Некоторые характерные цитаты из перечисленных статей.

«Выявление эффектов кривизны контакта показывает узкоприменимый частный характер традиционных положений физических основ развития зацеплений (в том числе – создания зацепления Новикова), наличие значительных резервов роста (вплоть до превышения двукратного) уровня нагрузочной способности эвольвентного зацепления...» [1].

«Эффективному развитию силовых зацеплений до сих пор препятствует весьма несовершенный характер физических основ (на базе контактной задачи Герца) традиционной прочностной концептуальности синтеза зубчатых передач, проявившийся, в частности, в создании зацепления Новикова. Более адекватны реальным условиям взаимодействия зубьев и поэтому более перспективны (для развития методик прочностных расчетов и представлений о кардинальном влиянии формы торцового профиля зубьев на их контактную прочность) нелинейные (негерцевские) взаимосвязи основных факторов контакта упругих тел и эффекты кривизны контакта – эффекты дополнительного (относительно решения Герца) влияния кривизны контакта на контактные напряжения...» [2].

«К наиболее существенным недостаткам традиционной модели на базе решения плоской задачи Герца о контакте параллельных цилиндров условиям реального контакта следует отнести линейные взаимосвязи основных факторов. Их использование ограничивает точность расчетов и сдерживает реализацию значительных резервов прочности реальных объектов» [3]. И далее там же:

«Выявлены эффекты механизма контактного взаимодействия, обусловленные увеличением приведенного радиуса кривизны в контакте реальных

тел и показывающие возможности реализации значительных резервов прочности и ресурсов работы» [3].

Подобные высказывания содержатся практически во всех статьях их автора последних лет.

Как нетрудно заметить, автор перечисленных статей не только постулирует необыкновенно высокую (ранее до него никем не обнаруживаемую) контактную прочность эвольвентных передач, но и декларирует их преимущества по данному показателю перед передачами Новикова. Думаю, любому понятно, что у тех, кто много лет занимается теоретическими и экспериментальными исследованиями передач Новикова, подобные заявления вызвали желание, как минимум, проверить их справедливость.

Прежде чем перейти к анализу сформулированных выше постулатов, коснемся коротко истории вопроса.

Ранние попытки упомянутого автора опровергнуть правомерность использования стандартного метода контактного расчета эвольвентных передач обобщены в его работе [9], где начально-линейный контакт был заменен точечным с эллиптической площадкой контакта, располагающейся в пределах длины зуба ближе к его торцу. Не имея возможности в рамках настоящего сообщения останавливаться на этом подробно, укажем лишь, что, по нашему мнению, эти попытки закончились неудачно, поскольку в работе [9] при решении пространственной контактной задачи Герца была допущена принципиальная ошибка, приведшая автора к неверным выводам, о чем подробнее можно прочитать в [10]. К сожалению, критические замечания автором работы [9] не были прокомментированы.

Так или иначе, но, судя по доступным нам публикациям, больше к идее, изложенной в [9], ее автор не возвращался, а спустя некоторый период времени предпринял и стал развивать иной подход [3 и др.], при котором правомерность постулатов 1 и 2 (см. выше) попытался доказать, рассматривая модель статической пространственной задачи о контакте двух упругих круговых цилиндров конечной длины с непараллельными осями, используя готовое аналитическое решение из работы [11].

Задача рассматривалась при следующих условиях:

- а) трение в контакте отсутствует;
- б) перекося осей цилиндров – только в плоскости расположения этих осей (перекрещивание осей отсутствует);
- в) торцы цилиндров перпендикулярны их осям (что моделирует прямозубую зубчатую передачу);
- г) деформации изгиба и скручивания цилиндров отсутствуют.

Разумеется, эти условия (и ряд других, здесь не перечисленных) на практике не выполняются. Однако для корректности оценки правомерности выводов автора работы [3] эти условия при нашем анализе сохранены. В качестве инструмента нами использован современный численный метод решения кон-

тактной задачи на основе конечно-элементного пакета программ «ANSYS» [12]. Этот метод более адекватно, чем изложенный в [11] (дающий неверные результаты по напряжениям и размерам площадки контакта), соответствует требуемой постановке задачи и к тому же, в отличие от [11], позволяет оценить не только нормальные, но и эффективные (октаэдрические) напряжения, которые в пространственных контактных задачах считаются критериальными [13].

Напомним кратко основные положения плоской контактной задачи Герца. Хотя, как известно, строгое аналитическое решение данная задача имеет для сжатия цилиндров бесконечной длины с параллельными осями, тем не менее, с минимальной долей условности она используется как основа стандартных инженерных расчетов эвольвентных передач с зубьями конечной длины  $b$ .

Обозначив  $q_0 = F_n / b$  (Н/мм) – интенсивность нагрузки, распределенной равномерно по длине  $b$  цилиндра (зуба),  $\sigma_{H0}$  – герцевское напряжение (МПа),  $\rho$  – приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, запишем для стальных цилиндров (при одинаковом модуле упругости  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа и коэффициенте Пуассона  $\nu = 0.3$ ) [14]:

$$\sigma_{H0} = 186.9 \sqrt{q_0 / \rho}, \quad (1)$$

откуда из условия  $\sigma_{H0} = \text{const}$  следует линейная связь (в данном случае прямая пропорциональность) между  $q_0$  и  $\rho$ , а также (с учетом  $b = \text{const}$ ) между  $F_n$  и  $\rho$ .

Из теории плоских зубчатых зацеплений известно, что радиус  $\rho$  в полюсе при неизменных радиальных габаритах колес зубчатой пары прямо пропорционален  $\sin \alpha$ , где  $\alpha$  – угол зацепления, который на практике можно варьировать в определенных пределах корригированием или изменением угла профиля исходного контура.

Таким образом, с ростом угла  $\alpha$  от  $\alpha_1$  до  $\alpha_2$  радиус  $\rho$  возрастет в отношении  $\kappa_\rho = \sin \alpha_2 / \sin \alpha_1$  и на основании (1) в таком же отношении (при  $\sigma_{H0} = \text{const}$ ) можно увеличить нормальную силу  $F_n$ , т.е. нагрузочную способность контакта. При этом нагрузочная способность зубчатой передачи, определяемая окружной силой  $F_t = F_n \cos \alpha$ , увеличится пропорционально  $\sin 2\alpha$ , т.е. в отношении  $\sin 2\alpha_2 / \sin 2\alpha_1$ .

Перекосы в зацеплении зубчатых передач приводят к неравномерности нагрузок и напряжений вдоль зубьев, при этом длина  $a$  площадки контакта может оказаться: а) меньше длины зуба ( $a < b$ ); б) равной длине зуба ( $a = b$ ).

Напряжения при перекосах достигают максимума ( $\sigma_{\max}$ ) у одного из торцов и минимума у противоположного, вплоть до  $\sigma_{\min} = 0$ . При равномерной вдоль длины зуба интенсивности  $q_0$  имеем постоянное герцевское напряжение  $\sigma_{H0}$ .

Итак, рассмотрим модельную задачу о сжатии силой  $F_n$  двух упругих круговых цилиндров радиусов  $r$  и  $R$ , конечной длины  $b$  с пересекающимися под углом  $\gamma$  осями [12].

В качестве примера будем моделировать некорригированную прямозубую эвольвентную передачу (рассмотренную в [9]) модуля 3 мм, с числами зубьев пары 27/34.

С целью оценки влияния приведенного радиуса  $\rho$  кривизны на параметры контакта расчет проведем для двух модификаций передачи:

модификация 1 –  $\alpha_1 = 20^\circ$ , что соответствует  $\rho_1 = 7.72$  мм (радиусы моделирующих цилиндров  $r = 13.85$  мм,  $R = 17.45$  мм);

модификация 2 –  $\alpha_2 = 28^\circ$ , что соответствует  $\rho_2 = 10.60$  мм (радиусы моделирующих цилиндров  $r = 19.02$  мм,  $R = 23.95$  мм).

(В дальнейшем всем параметрам, соответствующим модификации 1, будем присваивать индекс «1», а – модификации 2 – индекс «2»).

Углу  $\gamma$  перекося осей цилиндров зададим значения 0.001 рад и 0.0005 рад.

Диапазон усилий  $F_{n1}$  для расчетов модификации 1 назначим: 500; 1500; 3000; 5000 (Н). Для расчетов модификации 2 диапазон усилий назначим с учетом соотношения  $F_{n2} = \kappa_\rho F_{n1} = 1.373 F_{n1}$ , т.е. соответственно 686; 2059; 4118; 6860 (Н).

Точность расчетов с использованием пакета «ANSYS» оценивалась по принятой в качестве тестовой плоской задаче Герца, погрешность составила не более 5 %.

Компьютерные графики показали, что максимальные напряжения  $\sigma_{\max}$  возникают не на самом торце (в виду его повышенной податливости), а весьма близко от него.

В табл. 1 представлены результаты расчета по программе «ANSYS» максимальных напряжений для случая  $a < b$ . Индекс «H» относится к нормальным напряжениям, индекс «e» – к эффективным. Приведены также результаты расчета интенсивности нагрузки  $q_A = F_n / a$  (для удобства расчетные варианты в таблице пронумерованы).

При сопоставлении соответственных результатов по модификациям 1 и 2 (№№ 1-9, 2-10, 3-11, 4-12, 5-13, 6-14, 7-15 и 8-16) видно, что разница в значениях напряжений весьма мала, находясь практически в пределах точности

счета. Это свидетельствует о том, что взаимосвязь между  $F_n$  и  $\rho$ , как и в задаче Герца (1), близка к прямой пропорциональности. Следовательно, утверждать о некоем дополнительном (помимо герцевского) влиянии кривизны на нагрузочную способность контакта (т.е. заявленном «эффекте кривизны» – см. выше) нет оснований.

Таблица 1.

Значения напряжений – случай  $a < b$ 

№ вар.	$\rho$ мм	$\gamma$ рад.	$F_n$ Н	$a$ мм	$q_A$ Н/мм	$\sigma_{H \max}$ МПа	$\sigma_{e \max}$ МПа
1	7.72 (мод. 1)	0.001	500	5.5	91	885	530
2			1500	9.4	160	1182	672
3			3000	13.2	227	1434	844
4			5000	17.0	294	1614	922
5		0.0005	500	7.8	64	715	402
6			1500	13.7	109	967	520
7			3000	19.2	156	1164	625
8			5000	25.0	200	1343	726
9	10.60 (мод. 2)	0.001	686	6.2	111	840	499
10			2059	11.1	185	1127	673
11			4118	15.8	261	1321	735
12			6860	21.0	327	1525	839
13		0.0005	686	9.2	75	676	381
14			2059	16.4	126	909	519
15			4118	23.4	176	1098	583
16			6860	29.7	231	1297	716

Из (1) вытекает нелинейная герцевская связь  $\sigma_{H0} \sim F_n^m$ , в которой показатель степени  $m=0.5$ . Подобная степенная связь может быть приближенно использована и по отношению к  $\sigma_{H \max}$  из табл. 1, если положить  $m \approx 0.25$ . Более слабая, чем по Герцу, зависимость напряжения от нагрузки – следствие того, что с изменением последней одновременно меняется длина  $a$  площадки контакта (табл. 1), и, следовательно, интенсивность  $q_A$  нагрузки перестает быть прямо пропорциональной самой нагрузке, а оказывается связанной с ней приблизительно как  $q_A \sim F_n^{0.5}$ . Поэтому именно об этой интенсивности  $q_A$ , а не о кривизне, следует говорить как об определяющем факторе, нарушающем герцевские взаимосвязи при перекосах и влияющем на нагрузочную способность контакта.

Обратимся теперь к случаю  $a=b$ . Расчетные варианты для данного случая легко получаются из вариантов табл. 1, если назначить длину  $b$  цилиндра меньшей или равной длине  $a$  площадки контакта. Выполнив это, к примеру, для вариантов №№ 3, 4, 7, 8, 11, 12, 15 и 16, представим результаты в табл. 2.

Значения напряжений для случая  $a=b$ 

№ вар.	$\rho$ мм	$\gamma$ рад.	$F_n$ Н	$b$ мм	$\sigma_{H \max}$ МПа	$\sigma_{e \max}$ МПа
17	7.72 (мод. 1)	0.001	3000	13	1430	831
18			5000		1679	1000
19		0.0005	3000	18	1168	655
20			5000		1377	794
21	10.60 (мод. 2)	0.001	4118	13	1354	825
22			6860		1602	1009
23		0.0005	4118	18	1105	644
24			6860		1322	800

Сопоставляя соответственные двум модификациям варианты №№ 17-21, 18-22, 19-23 и 20-24, приходим к заключению, что и в этом случае, как в рассмотренном выше, практически отсутствует дополнительный (помимо герцевского) «эффект кривизны» от влияния радиуса  $\rho$ .

Кроме того, как и в предыдущем случае, здесь также наблюдается приблизительная взаимосвязь вида  $\sigma_{H \max} \sim F_n^{0.25}$ . Только теперь она объясняется не изменением длины площадки контакта (которая в сторону увеличения ограничена длиной цилиндра), а перераспределением интенсивности нагрузки и напряжений по длине цилиндра. Это перераспределение ведет к тому, что с ростом нагрузки напряжения по длине выравниваются, стремясь в пределе к герцевским.

Перейдем к сравнению результатов расчета нагрузочной способности контакта, полученных на модели и по стандартной методике [5] для обоих рассмотренных случаев. При этом в соответствии с перечисленными выше условиями, будем полагать отсутствие приработки поверхностей зубьев и принимать во внимание первоначальный (доприрабочный) коэффициент  $K_{H\beta}$  концентрации нагрузки по длине зубьев [5].

В соответствии с [5] нормальные контактные напряжения  $\sigma_H$  определяются по формуле

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_{H\beta}}, \quad (2)$$

где  $\sigma_{H0}$  – герцевское напряжение (1).

В свою очередь, коэффициент  $K_{H\beta}$  концентрации нагрузки при отсутствии скручивания вала, динамических явлений, приработки и т.д. определяется (в принятых в данной статье параметрах) как [5]:

$$K_{H\beta} = 1 + 0.4b^2 \gamma \cdot c / F_n, \quad (3)$$



где  $c$  – удельная жесткость пары зубьев, которая для модификации 1 нашего примера  $c_1=16100 \text{ Н/мм}^2$  [5]. Численным моделированием установлено, что с точностью до 3% можно принять  $c_1 = c_2 = c$ .

Указанное выше сравнение проведем, используя зависимости (2), (3). Тогда при заданных  $\rho$  и  $b$  запишем с точностью до постоянных коэффициентов:

$$\sigma_{H\max}^2 = F'_n \cdot K'_{H\beta} \text{ и } \sigma_H^2 = F_n \cdot K_{H\beta}, \quad (4)$$

где  $F_n$  и  $K_{H\beta}$  соответствуют напряжению  $\sigma_H$ , а  $F'_n$  и  $K'_{H\beta}$  – напряжению  $\sigma_{H\max}$ , если его рассчитывать по (2).

Обозначая  $k_\sigma = \sigma_{H\max} / \sigma_H$ , на основании (3), (4) получим:

$$F'_n = (F_n + t)k_\sigma^2 - t; \quad K_{H\beta} = 1 + t / F_n; \quad K'_{H\beta} = 1 + t / F'_n, \quad (5)$$

где  $t = 0.4b^2\gamma \cdot c$ .

Сопоставление нагрузочной способности контакта по стандартному расчету и по модельной задаче осуществим с помощью коэффициента

$$K_F = F'_n / F_n. \quad (6)$$

Говоря о варианте  $a < b$ , отметим, что, согласно существующего регламента [15], каждой степени точности передачи должна соответствовать минимальная относительная длина площадки контакта, выражаемая как  $a_b = a/b$  (%) и определяемая под легкой нагрузкой на контрольно-обкатных станках. Для весьма грубых степеней точности величина  $a_b$  должна быть не менее 25%, для более точных она повышается. При эксплуатационных нагрузках соответствующие реальные цифры будут, естественно, значительно выше, но для полноты картины рассмотрим весь диапазон – от 25% до 100%.

В табл. 3 представлены выборочные сравнительные результаты для случая  $a < b$ , а в табл. 4 – для случая  $a = b$ .

По результатам из табл. 3 и 4 отчетливо видно, что нагрузочная способность контакта, рассчитываемая по стандартной методике [5], существенно выше, чем рассчитанная по модели. Есть основания полагать, что эта разница возрастет, если сравнительную оценку производить не по нормальным, а по эффективным напряжениям. Это следует из того, что при использовании стандартной методики, основанной на плоской задаче Герца, отношение эффективного напряжения к нормальному при  $\nu=0.3$  равно 0,4, в то время как по данным табл. 1 и 2 отношение  $\sigma_{e\max} / \sigma_{H\max}$  колеблется в диапазоне

0.53...0.63. Это и понятно, если учесть, что вблизи торца резко уменьшается (или вовсе исчезает) одно из главных напряжений. Как показали исследования, еще больше негативное влияние торцов на рост эффективных напряжений сказывается в косозубых передачах [16], где торцы находятся под углом к осям зубчатых колес.

Таблица 3.

Сравнительные результаты для случая  $a < b$

№ варианта	$a_b$ %	$b$ мм	$t$ Н	$K_{H\beta}$	$\sigma_H$ МПа	$k_\sigma$	$F'_n$ Н	$K'_{H\beta}$	$K_F$
№ 2, $F_n=1500 \text{ Н}$ , $a=9.4 \text{ мм}$	25	37.6	9105	7.07	1130	1.046	2498	4.64	1.67
	50	18.8	2276	2.52	954	1.239	3521	1.65	2.35
	70	13.4	1156	1.77	947	1.248	2982	1.39	1.99
№ 6, $F_n=1500 \text{ Н}$ , $a=13.7 \text{ мм}$	100	9.4	569	1.38	998	1.184	2333	1.24	1.56
	25	54.8	9670	7.45	961	1.006	1640	6.90	1.09
	50	27.4	2417	2.61	804	1.203	3249	1.74	2.17
№ 10, $F_n=2059 \text{ Н}$ , $a=11.1 \text{ мм}$	70	19.6	1237	1.82	794	1.218	2823	1.44	1.88
	100	13.7	604	1.40	833	1.161	2231	1.27	1.49
	25	44.4	12696	7.17	1047	1.076	4400	3.89	2.14
№ 14, $F_n=2059 \text{ Н}$ , $a=16.4 \text{ мм}$	50	22.2	3174	2.54	881	1.279	5389	1.59	2.62
	70	15.9	1628	1.79	874	1.289	4503	1.36	2.19
	100	11.1	793	1.39	922	1.222	3468	1.23	1.68
№ 14, $F_n=2059 \text{ Н}$ , $a=16.4 \text{ мм}$	25	65.6	13857	7.73	894	1.017	2598	6.33	1.26
	50	32.8	3464	2.68	745	1.220	4758	1.73	2.31
	70	23.4	1763	1.86	734	1.238	4099	1.43	1.99
	100	16.4	866	1.42	766	1.187	3253	1.27	1.58

Таблица 4.

Сравнительные результаты для случая  $a = b$

№ вар.	$b$ мм	$t$ Н	$K_{H\beta}$	$\sigma_H$ МПа	$k_\sigma$	$F'_n$ Н	$K'_{H\beta}$	$K_F$
17	13	1088	1.36	1192	1.200	4799	1.23	1.60
18			1.22	1457	1.152	6995	1.16	1.40
19	18	1043	1.35	1009	1.158	4375	1.24	1.46
20			1.21	1233	1.117	6491	1.16	1.30
21	13	1088	1.26	1147	1.181	6168	1.18	1.50
22			1.16	1420	1.128	9024	1.12	1.32
23			1.25	971	1.138	5644	1.18	1.37
24	18	1043	1.15	1202	1.100	8520	1.12	1.24

В свете изложенного утверждение о том, что расчет по стандартной методике не позволяет использовать некие «скрытые резервы» контактной прочности эвольвентных передач (обнаруживаемые, якобы, на модели), как минимум, не имеет оснований, а с учетом выявленного отсутствия таких ре-

зервов вообще теряет смысл. Скорее наоборот – есть некоторые основания опасаться, что стандартные расчеты, показывая заниженные, по сравнению с модельными, напряжения (т.е. завышенную нагрузочную способность), не учитывают какие-то реальные недостатки эвольвентных передач, чрезвычайно чувствительных к перекосам, что сказывается, например, зачастую в виде непредсказуемых расчетом контактных разрушений поверхностей зубьев именно вблизи торцов при эксплуатации передач.

Что же касается используемого в стандартном расчете коэффициента  $K_{H\beta}$  ( $K'_{H\beta}$ ) концентрации нагрузки при перекосах, то он, как известно (и это видно из табл. 3 и 4), зависит от нагрузки, причем линейно (5), уменьшаясь с ее ростом, и наоборот. Это приводит к более ослабленной, чем по Герцу, зависимости напряжения от нагрузки, что имело место также и в модельной задаче. По существу, данный коэффициент в стандартном расчете как бы учитывает изменяющуюся интенсивность нагрузки, показанную выше при рассмотрении модельной задачи.

Необходимо подчеркнуть, что расчет традиционных эвольвентных передач, насчитывающих более чем 200-летний период своего существования, постоянно совершенствовался, сверялся с результатами огромного количества усталостных испытаний и в конечном итоге воплотился в стандартной расчетной методике последней редакции [5]. Разумеется, любой расчет может быть подвержен дальнейшему усовершенствованию. Однако, занимаясь модернизацией, универсализацией и т.д. расчетных методов, нельзя забывать о многочисленных статистически проверенных экспериментальных данных, с которыми новые разрабатываемые методы должны быть надежно согласованы.

Хотя данное сообщение целиком посвящено эвольвентным передачам, тем не менее, упомянем коротко о двух вызвавших в дискуссии полемику вопросах, касающихся расчета контактной прочности передач Новикова.

Так, один из оппонентов [17] настаивал вести такой расчет не по формулам пространственной задачи Герца для общего случая, а по формулам, годящимся, как оказалось, для частного случая сжатия шаров, что вызвало серьезные возражения с нашей стороны, поскольку это приводило к ошибочным результатам.

Другой остро полемический вопрос – о т.н. смешанном зацеплении, широко разрекламированном его автором, невзирая на отсутствие внятных сведений об испытаниях, внедрении и т.д. При нашем анализе обнаружили конструкции (например, [6]), выполнить которые в работоспособном состоянии невозможно из-за нарушения в них положений теории зацепления.

Возвращаясь к тематике эвольвентных передач, можно утверждать, что выполненная в рамках модельной задачи о сжатии двух упругих круговых цилиндров с пересекающимися осями проверка правомерности постулатов 1

и 2, вытекающих из работ [1-4] и сформулированных в начале статьи, позволяет сделать следующие **основные выводы**.

1. При сжатии двух упругих круговых цилиндров с пересекающимися осями (модельная задача) связь между сжимающим усилием и приведенным радиусом кривизны цилиндрических поверхностей, варьируемым в практическом диапазоне профильных углов эвольвентных передач, близка к прямой пропорциональности, как и при сжатии цилиндров с параллельными осями (задача Герца). Какого-либо дополнительного (помимо герцевского) влияния данного радиуса на нагрузочную способность контакта (называемого в цитированной выше литературе «эффектом кривизны») не выявлено.

2. Определяющим параметром, нарушающим герцевские взаимосвязи между нагрузкой и напряжением при перекосах осей цилиндров и существенно влияющим на нагрузочную способность контакта, является изменяющаяся под нагрузкой ее интенсивность по длине цилиндра.

3. Расчет контактной прочности эвольвентных зубчатых передач по ГОСТу дает более низкие контактные напряжения и более высокую нагрузочную способность контакта, чем расчет по модельной задаче. Следовательно, утверждение о том, что стандартная методика не позволяет использовать некие «скрытые» (к тому же, как выяснилось, несуществующие) резервы контактной прочности эвольвентных передач, не имеет оснований.

4. Параметром, учитывающим изменение интенсивности нагрузки при перекосах осей зубчатых колес, в стандартной расчетной методике является коэффициент концентрации нагрузки, линейно от нее зависящий.

*Автор выражает благодарность сотруднику института Колосовой Е.М. за выполнение расчетных работ, связанных с моделированием.*

*Работа выполнена при частичной поддержке грантов РФФИ  
06-08-00454 и 08-08-00873*

**Список литературы:** 1. Журавлев Г.А. К обсуждению физических основ совершенствования зубчатых передач // Редукторы и приводы. – 2007. – №1,2 (08). – С.74–85. 2. Журавлев Г.А. Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения. // Редукторы и приводы. – 2006. – №1 (04). – С.38–45. 3. Журавлев Г.А. Оценка применимости решения Герца в задачах о контакте зубчатых колес // Техника машиностроения. – 2001. – №2. – С.82–90. 4. Журавлев Г.А. Эффекты кривизны упругих тел с близким к начально-линейному касанием // Труды III Всероссийской конференции по теории упругости с международным участием. – Ростов-на-Дону: Изд-во «Новая книга». – 2004. – С.163–165. 5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125с. 6. Журавлев Г.А. Зубчатая передача. А.с. СССР № 1185942, МПК F16H1/08. – Приор. 20.05.1975г. – Бюлл. №15. 2004. 7. Журавлев Г.А. Зубчатая передача смешанного зацепления // Патент РФ № 1571330, МПК. 5F16H 55/08. – Б.И. №22.1990. 8. Zhuravlev G. Patent Application PCT/RU2005/000367. July 05.2005. 9. Журавлев Г.А. О концепции оценки формы профиля зубьев в цилиндрических передачах // Вестник машиностроения. – 1990. – №8. – С.23–25. 10. Короткин В.И. Об одной попытке пересмотра основ зацепления Новикова // Редукторы и приводы. – 2006. – №2,3 (05). – С.59–63. 11. Гришин С.А. Контактное взаимодействие упругих цилиндров при перекосах осей // Респ. сб. «Теоретическая и прикладная механика». – Вып. 19. – Харьков: Изд-во

ХГУ «Вища школа», 1988. – С.32–39. **12.** Колосова Е.М., Короткин В.И., Чебаков М.И. К вопросу о расчете контактных напряжений и нагрузочной способности эвольвентных зубчатых передач // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки (в печати). **13.** Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: ХВКИУ, 1967. – 233с. **14.** Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1971. – 328с. **15.** ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 69с. **16.** Короткин В.И., Пожарский Д.А. Вдавливание штампа в упругий пространственный клин как модель контактного взаимодействия поверхностей зубьев зубчатых передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1996. – №3. – С.107–113. **17.** Попов А.П. Передачи Новикова: вымыслы и реальность // Редукторы и приводы. – 2007. – №1,2 (08). – С.41–45.

Поступила в редколлегию 10.04.08

УДК 621.833

**Н.П. ОНИШКОВ**, канд. техн. наук, РГСУ,  
**В.И. КОРОТКИН**, канд. техн. наук, ЮФУ РФ, НИИМиПМ им. И.И. Воровича,  
**К.В. ГУЗНОВ**, студент РГСУ

### ОБ УЧЕТЕ ФАКТОРА ТВЕРДОСТИ В КОНТАКТНЫХ РАСЧЕТАХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Показана неудовлетворительность прогнозирования на основе критериев пластичности контактно-усталостной долговечности термически (химико-термически) упрочненных стальных деталей. Существенное повышение точности достигается при использовании критериев предельного состояния.

It is shown insufficiency of forecasting on the base of the plasticity criteria for contact-fatigue durability of thermally (chemically-thermo) strengthened steel details. A considerable increasing of accuracy is reached due to the use of criteria of the limiting state.

Твердость является одним из основных показателей, характеризующих прочность стали. Так многочисленные экспериментальные данные позволили вполне удовлетворительно использовать в инженерной практике линейные (кусочно-линейные) зависимости сопротивления контактной усталости стальных деталей от твердости. Некоторые из известных рекомендаций по выбору допускаемых напряжений приведены на рис. 1, где приняты следующие обозначения:

- $H_{HV}$  – твёрдость поверхности зубьев по Виккерсу;
- 1 – легированные стали, нормализация, термоулучшение;
- 2 – объёмнозакалённые стали, газовое азотирование;
- 3 – термоулучшенные легированные стали, газовое азотирование;
- 4 – нормализация, поверхностная закалка;

5 – легированные стали, цементация.

- $\sigma_{Hlimb} = 2,3H_{HB}$  по ИСО 3663;
- - -  $\sigma_{Hlimb}$  по ГОСТ 21354-87;
- . - .  $\sigma_{Hlim}$  по ГОСТ 21354-87 на базе  $10^7$  циклов.

Действительно, кусочно-линейные зависимости в целом соответствуют усредненным значениям  $\sigma_{Hlimb}$ . Однако, по ГОСТ 21354-87 зависимость  $\sigma_{Hlimb} = 23H_{HRC}$  (ХТО – цементация, нитроцементация) распространена на интервал твердостей 56...65 HRC. Между тем, ряд нормативов (например, стандарты AGMA) весьма высокие весовые коэффициенты влияния твердости ограничивают уровнем 58...60 HRC, указывая, что при дальнейшем повышении твердости экспериментальные данные носят противоречивый характер.

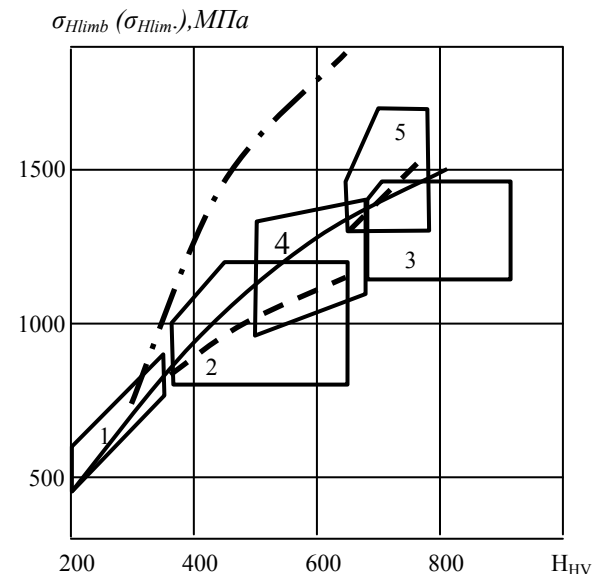


Рис. 1. Пределы поверхностной контактной усталости эвольвентных зубьев по ИСО 3663 и ГОСТ 21354-87 [1, 2]

Помимо того, в области ограниченной долговечности рекомендации ГОСТ 21354-87 дают неоправданно завышенные значения  $\sigma_{Hlim}$ . Так, при числе циклов нагружения  $N = 10^7$  и твердости 60 HRC,  $\sigma_{Hlim} = 2100$  МПа, хотя даже шлифованные эвольвентные передачи, работающие в благоприятном (упруго-гидродинамическом) режиме смазки, поражаются прогрессирующим питтингом при  $\sigma_H > 1500...1600$  МПа уже на ранних стадиях эксплуатации

(хотя непосредственной причиной выхода из строя могут служить альтернативные виды отказа).

Практика расчетов зубчатых передач на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев базируется на лобовом сравнении т.н. «действующего» контактного напряжения  $\sigma_H = \sigma_{kmax}$  и допускаемого  $\sigma_{HР}$ . Правда, это «действующее» напряжение является в большей степени свидетельствующим (корреспондирующим). Экспериментально (в условиях пульсирующего точечного контакта [3]) установлено, что поверхностные контактные разрушения происходят не в центре, где действует  $\sigma_{kmax}$ , а по периферии мгновенного пятна контакта. Это, естественно, усугубляет степень условности контактных расчетов.

Конкурирующим видом контактных разрушений являются глубинные контактные разрушения (ГКР), при которых первичные трещины возникают на некоторой глубине. Природа и, соответственно, модели контактно-усталостной долговечности поверхностных и глубинных контактных разрушений существенно различны. На поверхности первичные трещины образуются уже на ранней стадии эксплуатации деталей (такowymi могут рассматриваться и риски инструментальной обработки), а ресурс определяется скоростью их роста. При ГКР основная часть ресурса приходится на стадию, предшествующую появлению микротрещины. Оба вида истощения работоспособности деталей развиваются параллельно, а лидирующий вид разрушения определяется комплексом факторов, основными из которых являются геометрия поверхностей контакта, уровень напряженности и свойства приповерхностных слоёв материала. Чаше ГКР являются лимитирующими в области ограниченной долговечности. Однако при высоком качестве рабочих поверхностей и устойчивом упруго-гидродинамическом режиме смазки ГКР были обнаружены в кольцах подшипников качения, отработавших нормативный ресурс и не имевших наружных повреждений [4].

При прогнозировании условий возникновения ГКР условные приемы оценки контактной прочности поверхностей, о которых говорилось выше, неприемлемы – такое прогнозирование выполняется с привлечением тех или иных критериев прочности. Чаше всего используют критерии Мизеса, Треска и ортогональных касательных напряжений [5]. Однако их применение дает возможность либо только качественного определения потенциально опасных областей, либо требует значительных (до 1.5 по напряжениям или до 3.0 по нагрузке) нормативных коэффициентов запаса. Это естественно, так как перечисленные критерии являются критериями пластичности. Разрушение же материала в общем случае определяется его способностью сопротивляться как касательным, так и нормальным напряжениям. Роль сдвиговых напряжений в процессе разрушения с ростом хрупкости материала снижается, что наблюдается у подшипниковых и инструментальных сталей после закалки. И если для сталей с твёрдостью  $H < HB$  (450...500) имеет место близкое к линей-

ному соотношению  $\sigma_g \approx 0,34 H_{HB}$ , а разрушение носит вязкий характер, то дальнейшее повышение твёрдости ведёт к нарушению этого соотношения. Твёрдость здесь уже не является достаточным показателем прочности материала – необходим дополнительный учёт его свойств, в первую очередь, пластических. Особое значение указанные факторы имеют для оценки нагрузочной способности диффузионного слоя (после химико-термической обработки типа цементации) с ярко выраженной неоднородностью структуры: от доэвтектоидной – в зоне перехода к сердцевине до заэвтектоидной – в приповерхностных областях. Наиболее обещающим, особенно в условиях значительной структурной неоднородности приповерхностной зоны, представляется использование обобщённых критериев напряженного состояния, в частности, критерия Лебедева-Писаренко [6]:

$$\sigma_e = \chi \sigma_i + (1 - \chi) \sigma_1 A^{1 - (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / \sigma_i} \leq \sigma_{e+}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{e+}$  – предельное эффективное напряжение при растяжении;  $\chi = \sigma_+ / \sigma_-$  – параметр пластичности материала, учитывающий степень участия в микро-разрушении сдвиговых деформаций;  $\sigma_+, \sigma_-$  – напряжения отказа (разрушения) материала при одноосном растяжении и сжатии;  $\sigma_i$  – интенсивность октаэдрических напряжений;  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения;  $A$  – статистический параметр дефектности, его значение для закалённых сталей:  $A = 0,7 \dots 0,8$ .

Для пластичных материалов  $\sigma_+ \approx \sigma_-$ ,  $\chi = 1$ , и формула (1) отражает критерий Мизеса. Для абсолютно хрупких материалов, когда  $\chi \rightarrow 0$ , имеет место переход к критерию максимальных нормальных напряжений.

Корректность и целесообразность использования предложенного критерия определяется степенью его соответствия данным опыта и экспериментов в сравнении с ранее применявшимися. Установлено, что влияние на уровень прочности параметра  $\chi$  является весьма существенным фактором. Это влияние исследовалось через отношение допускаемых и действующих эффективных напряжений, т.е. через расчётный коэффициент запаса  $S_{НК}$  [5]:

$$S_{НК} = \frac{\chi \sigma_{kmax} k_e}{\chi \sigma_i + (1 - \chi) \sigma_1 A^{1 - (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / \sigma_i}}, \quad (2)$$

где  $k_e = \sigma_{e max} / \sigma_{k max}$  коэффициент эквивалентности.

Для случая линейного контакта значение этого коэффициента удовлетворительно описывается аппроксимационной зависимостью

$$k_e = 0,62574(\chi - 0,11128). \quad (3)$$

Анализ поведения функции (2) показывает, что  $S_{HK}$  убывает в области малых значений  $\chi$ . Граница области убывания определяется геометрией контакта и расчётной глубиной. Однако во всех случаях эта граница не превышает значения  $\chi = 0.35$ , характерного для чугунов. При больших значениях  $\chi$ , типичных для сталей, увеличение параметра пластичности (при неизменных прочих условиях) ведёт к повышению прочности.

Повышение твердости, как это общепризнано, определяет повышение контактной прочности стальных деталей. Но одновременно имеет место снижение пластических свойств материала с противоположной тенденцией. Следовательно может существовать некоторое пороговое значение твердости стали, по достижении которого дальнейшее повышение твердости будет давать отрицательный эффект. Качественно это хорошо известно из опыта, но в расчетных моделях отражено в лучшем случае эмпирическими поправочными коэффициентами.

Величина  $\chi$  изменяется от 0.9...1.0 для термоулучшенных конструкционных сталей до 0.5...0.7 для объемнозакаленных подшипниковых и инструментальных. Поскольку сердцевина детали не подвергается диффузионному насыщению и не принимает последующей закалки, она сохраняет свойства термоулучшенной стали. В пределах же упрочненного слоя происходит изменение структуры материала, и поверхностные слои характеризуются свойствами, близкими к свойствам закаленных высокоуглеродистых сталей. В рамках предложенной модели изменение этих свойств учитывается параметром пластичности, величина которого изменяется в указанных выше границах.

Исследование влияния параметра пластичности на напряжённое состояние для случаев линейного и теоретически точечного контакта показало:

1. Максимальных значений эффективные напряжения достигают в центре площадки контакта, а абсолютные максимумы расположены тем глубже соответствующих максимумов  $\sigma_i$ , чем меньше величина  $\chi$ .

2. Уменьшение  $\chi$  ведет к расширению области повышенной относительной напряженности, выражаемой отношением текущего эффективного напряжения к максимальному. Так, для стали типа ШХ-15 (твердость 60 HRC,  $\chi=0,6$ ) в условиях плоской деформации глубина залегания максимальных эффективных напряжений по критерию Лебедева-Писаренко увеличилась на 15% по сравнению с критерием Мизеса. Зона  $\sigma_e/\sigma_{e\max} > 0,95$  распространилась (вдоль центральной оси) в интервале  $(0.75...1.15)b_H$  ( $b_H$  – полуширина площадки контакта), тогда как по критерию Мизеса ей соответствует интервал  $(0.50...0.95)b_H$ . При этом общая площадь потенциально опасной зоны увеличилась на 12...15% (рис. 2).

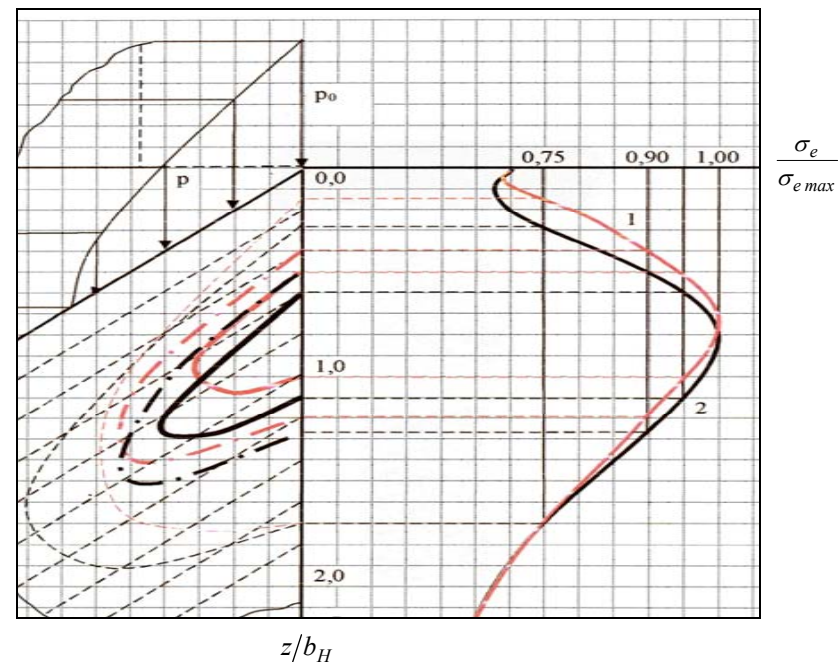


Рис. 2. Поле эффективных напряжений.  
Линейный контакт. 1–  $\chi = 1,0$ ; 2–  $\chi = 0,6$ .  
 $z$  – расстояние от поверхности соприкосновения тел

Пластические свойства стали обусловлены целым комплексом факторов – составом, структурой (что во многом зависит от вида и режимов упрочняющей обработки) и др., что определяет значительный разброс показателей несущей способности деталей при одних и тех же значениях твердости и параметрах упрочненного слоя. Этот факт хорошо известен из практики, но в существующих расчетных моделях не отражен. По соображениям, изложенным выше, зависимость для определения допускаемых эффективных напряжений (как поверхностных, так и глубинных) в рамках разрабатываемой модели имеет структуру

$$\sigma_{HKPe} = 0.62574 \chi(\chi - 0.11128) \sigma_{Hlim} Z_{LK} K_H \Pi, \quad (4)$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел поверхностной контактной выносливости;  $Z_{LK}$  – коэффициент долговечности;  $K_H$  – коэффициент увеличения предела контактной выносливости за счет снижения влияния поверхностных дефектов; согласно [7],  $K_H=1.15...1.20$ ;  $\Pi$  – комплекс факторов [5], оказывающих существенное влияние на уровень контактной выносливости, но инвариантных к разрабатываемой

мой модели (характер контактирования, разброс свойств материала, качество технологического процесса упрочнения и др.).

На рис. 3 приведены значения  $\sigma_{Hlim}$  на базе  $10^7$  циклов нагружения, полученные из условия  $S_{HK} = 1,0$  по критерию Мизеса и по ф-ле (2) при изменении параметра пластичности в интервале  $400...850H_{HV}$  от 1,0 до 0,6 (цементация сталей, не содержащих никель) и от 1,0 до 0,68...0,7 (цементация никельсодержащих сталей и нитроцементация), и от 1,0 до 0,5 (закалка среднеуглеродистых конструкционных сталей). Значения параметров, входящих в комплекс  $\Pi$ , приняты по их средним значениям, одинаковым для всех вариантов [5].

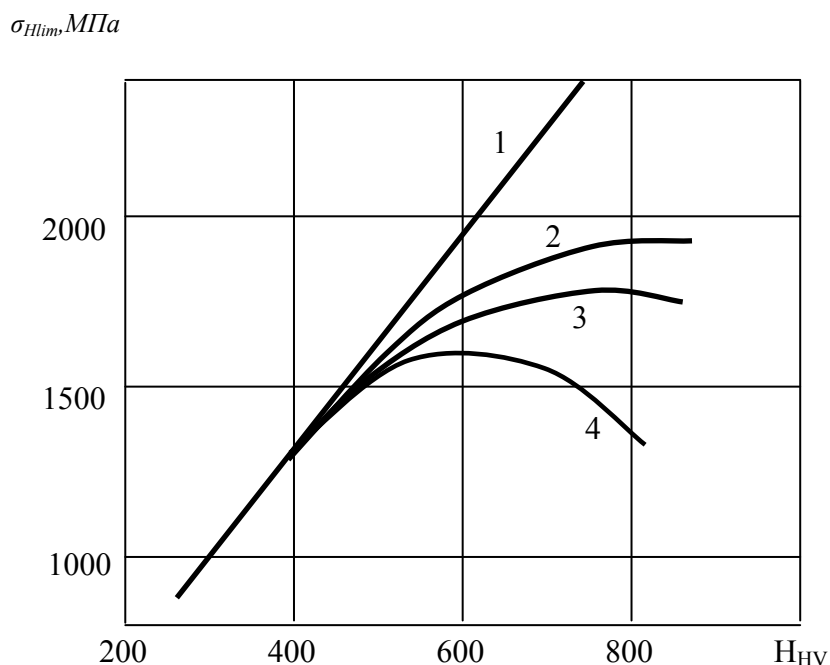


Рис. 3. Расчетные значения  $\sigma_{Hlim}$  на базе  $10^7$  циклов нагружения (линейный контакт). 1 – по критерию Мизеса; 2 – по критерию Писаренко-Лебедева (цементация никельсодержащих сталей и нитроцементация); 3 – по критерию Писаренко-Лебедева (цементация сталей, не содержащих никель); 4 – по критерию Писаренко-Лебедева (закалка среднеуглеродистых сталей типа 40X)

При сохранении линейной зависимости между твердостью и прочностью (например, по Мизесу) возрастание твердости, причем по любой шкале, должно было бы иметь следствием и увеличение долговечности. Однако экспериментальные данные зависимости ресурса ( $t$ ) от твердости на примере

подшипников качения при одинаковых условиях испытаний [8] (рис. 4) этого не подтверждают. Использование критериев пластичности при оценке контактной выносливости термически или химико-термически упрочненной стали позволяет получить в лучшем случае качественную ориентировочную оценку. Расхождение реальных и расчетных показателей становится заметным приблизительно с уровня  $H=500HV$  и нарастает по мере дальнейшего повышения твердости стали. Применение же критериев предельного состояния, учитывающих влияние как сдвиговых, так и нормальных напряжений существенно повышает точность расчетов.

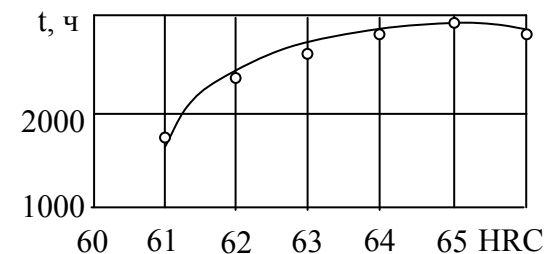


Рис. 4. Зависимость ресурса  $t$  подшипника от твердости [8]

Из анализа графиков можно сделать так же некоторые другие – предварительные, но существенные для инженерной практики выводы.

1. Влияние пластических свойств весьма существенно. Так увеличение параметра пластичности с 0,6 до 0,67...0,7 при одном и том же уровне твердости определяет повышение  $\sigma_{Hlim}$  на 120...150МПа, что соответствует известному из практики различию прочности при цементации и нитроцементации.

2. Расчеты показывают, что для цементуемых конструкционных сталей, не содержащих никель (компонент, препятствующий росту зерна) повышение твердости выше  $650HV$  практически не ведет к повышению контактно-усталостной долговечности, а при  $H>800HV$  можно ожидать даже снижения. При наличии никеля либо при нитроцементации сдвигается в область повышенной твердости.

3. Для среднеуглеродистых сталей типа 40X, подвергаемых закалке, пластические свойства которых существенно ниже (по данным [9] для стали 40X параметр пластичности  $\chi=0,5$  уже при  $H=45HRC$ , но эта оценка представляется заниженной) при твердости выше  $600...650HV$  можно ожидать снижения долговечности. Полученные расчетные результаты находятся в хорошем соответствии с данными рис. 1.

4. Высокая контактная прочность и износостойкость собственно диффузионного азотированного слоя в значительной степени «нейтрализуется» его

малой технологически достижимой толщиной. Во многих случаях (особенно в зубчатых передачах с зацеплением Новикова) область локализации максимальных критерияльных напряжений приходилась не на эффективную зону, а на сердцевину. Наибольший процент контактных разрушений при азотировании связан с «отрывом» упрочненного слоя. Поэтому особое значение приобретает прочность сердцевины, что отражено, например, в методике оценки глубинной контактной прочности Р.Р. Гальпера [7]. В этих случаях применение критерия Писаренко-Лебедева смысла не имеет.

Разумеется, полученные результаты носят предварительный характер. Вследствие отсутствия согласованной методики определения напряжения отрыва при сжатии, значения параметра  $\chi$ , полученные разными авторами, сильно разнятся (сводка известных экспериментальных данных приведена в [5]). Зависимость параметра пластичности от твердости принята линейной и подлежит уточнению.

*Работа выполнена при поддержке гранта 06-08-00454 РФФИ.*

**Список литературы:** 1. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические звольентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125с. 2. Винтер Х., Вейс Т. Некоторые факторы, влияющие на усталостное выкрашивание, микровыкрашивание и усталостный износ поверхностно-упрочненных зубчатых колес // Конструирование и технология машиностроения. – М.: Мир, 1981. – №2. – С.135–142. 3. Пинегин С.В., Орлов А.В. Влияние формы пятна контакта и размеров деталей на их прочность при качении // Контактные задачи и их инженерные приложения. – М.: НИИМАШ, 1969. – С.274–284. 4. Фоскам А.П. Изменение в материале под действием контактной нагрузки при качении. // Проблемы трения и смазки. – 1985. – №3. – С.35–43. 5. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: «Машиностроение-1», 2007. – 384с. 6. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. – Киев: Наукова думка, 1976, – 415с. 7. Гальпер Р.Р. Глубинная контактная прочность упрочненных рабочих поверхностей // Повышение несущей способности механического привода / под ред. В.Н. Кудрявцева. – Л.: Машиностроение, 1973. – С.101–113. 8. Обеспечение на стадии производства заданной долговечности групп роликовых подшипников в зависимости от твердости их деталей / Касьянов В.Е., Миронюк В.П. и др. // Вестник машиностроения. – 2000. – №8. – С.15–18. 9. Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С.Д. Пономарева. – М.: Машгиз, 1956. – Т.1. – 884с.

*Поступила в редколлегию 10.04.08*

УДК 621.833

**M. BOŠANSKÝ**, Assoc. Prof., PhD., Institute of Transport Technology and Engineering Design, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology, Bratislava, SR

**I. KOŽUCH**, PhD., Institute of Transport Technology and Engineering Design, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology, Bratislava, SR

**M. FEDÁK**, PhD. student, Institute of Transport Technology and Engineering Design, Faculty of Mechanical Engineering, Slovak University of Technology, Bratislava, SR

### **PVD COATING AS A POSSIBILITY TO INCREASE THE LOAD CAPACITY OF GEARINGS TO SCUFFING**

Стаття знайомить з можливостями підвищення контактної несучої здатності незагартованого опукло-ввігнутого зубчастого зачеплення. Однією з можливостей є використання металевих покриттів. На підставі порівнювання окремих методів нанесення покриття підходить виявляється у випадку зубчастих передач технологія PVD (physical vapor deposition). Ця технологія використовується для нанесення твердого покриття. TiN покриття C – C зубчаста передача у взаємодії з екологічними мастилами була експериментально перевірена проти заїдання на стенді Німанна /Niemann/ та порівнювалася з загартованою евольвентною зубчастою передачею.

In the article we describe the possibilities of increase of the contact load capacity of unhardened C-C toothed gear. The use of metal coatings proves to be one way. On the basis of a comparison of the individual methods of depositing the coating technology of PVD (physical vapour deposition) proves to be suitable application for the case of gearings. This technology is used for depositing the hard coatings. C-C toothed gear, coated with TiN, in interaction with ecological lubricant was experimentally verified with respect to scuffing on test stand by Niemann and compared to the hardened involvent gearing.

Key words: TiN coating, C-C tooth gear, PVD technology, scuffing, ecological lubricant, test stand by Niemann

#### **Introduction.**

The toothed gears are mechanisms, whereat the material of toothed gears is exposed to high contact pressures, wear, corrosion, thermal fatigue etc. From viewpoint of its lifetime, therefore the improvement of properties of wheel materials plays an important role. The depositing of thin coatings on surfaces of material proves to be one way. These coatings, which are called also as thin layers, thanks to its extraordinary properties like high hardness, great adhesion, chemical stability, have a widespread use in various industrial fields. The coatings can be prepared as monolayer, multilayer with more or less the abrupt boundary transitions between individual layers (for example TiC, TiN, ZrN, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> etc.) [1,6].

There is many methods of preparation of the thin layers depending on the kind of deposited material, a substrate type, properties of the resultant layers and its applications. The most use methods are like this: widespread spectrum of methods

of chemical vapour deposition (CVD) and physical vapour deposition (PVD) and also plasma sprayed coatings.

### Material and methodology.

The use of coatings in gearings turns out as very specific task in comparison with present applied coatings in other tribological systems (slide bearings, journals and etc.), namely in particular for the reason of magnitude of the contact pressures and sliding conditions which are created at operation of gearings. Own kind of gearing (cylindrical, bevel, worm gearing etc.) but also its type (involute tooth system, convex-concave, cycloidal etc.) plays also an important role at its evaluation. The gearing, contrary to another commonly occurring tribological systems, thereafter is to have, after depositing the coating, sufficiently hardness, resistance to high temperatures in contact and at shear with its regular thickness and required roughness. At present there is many methods which enable to deposit various metal coatings on any components. In principle we can divide the methods into three groups [5]:

- chemical methods – referred to as CVD (Chemical Vapour Deposition). Technology of CVD belongs to the oldest methods of creation of a thin layers and it is based on principle of chemical synthesis of layers from gaseous phase at temperature approximately 1000°C. It is used mainly in deposition of coatings on the cutting blades made of hard metals.

- physical methods – referred to as PVD (Physical Vapour Deposition). This process (magnetron sputtering) produces the coating by evaporation of metal from metal target as a consequence of bombardment of its surface by ions. Almost all metals, which are nonreactive, can be deposited by this technology. Multilayer coatings can be produced by exchange of targets. Technology of PVD enables production of quality layers at temperature approximately 500°C and less.

- physico-chemical methods – referred to as PACVD (Plasma Assisted CVD), or PECVD (Plasma Enhanced CVD). Deposition of thin hard layers by PACVD method is performed using the activation of the working mixture in arc surrounding the substrate surface. In plasma of this arc the individual constituents of the working mixture are molecularly excited thereby a synthesis of layers by new out-of-balance process is induced without necessity of heating the substrate above 650°C.

An individual types of coatings differ each other considerably in its properties and wherefore its use cannot be universal. The layers having higher hardness resist better to abrasive wear whereas more ductile layers resist better dynamic stress. Some layers but decrease coefficient of friction and so resistance to mechanical wear will be improved. Thickness and the surface properties of layers play an important role too. It is necessary to take into consideration also resistance of layers to oxidation and also but low thermal conductivity and the ability to retain the hardness of some layers at higher temperatures too. Development of technologies is particularly focused on decreasing the temperature and a shortening of deposition time, optimization of thickness of individual layers of coatings and improvement of adhesion of coating to the substrate.

Within the solution of grant projects VEGA 1/3184/06 inter alia we deal with lubrication, application of coatings mainly on contact surfaces of an not involute types of gearings and also the questions of the strength and lifetime characteristics of drive at minimization of negative influence on the human environment. The convex-concave gearing as one of the not involute types of gearings is, apart from other types of gearings, the object of research on Institute of transport technology and engineering design [3, 4, 7, 9, 11, 12]. In principle the gearing can be characterized by the tooting of which flank is created curvature which consists of two curvatures with convex and concave part with inflexion point on pitch point C. This gearing is created when the line of contact has the shape of letter S (Figure 1).

Accordingly whether the arcs of the line of contact are symmetrical, or not symmetrical we distinguish the symmetrical convex-concave gearing, or the not symmetrical convex-concave gearing. The present researches of convex-concave

gearing proved that in comparison with a involute type of convex-concave gearing the contact pressures are reached lower [2]. It is possible to state also that as well at the comparison of course of slippage circumstances in case of convex-concave gearing, more favourable values in comparison with a involute type of gearing are reached, Figure 2 [8]. It follows on from this also the possibility of the use of ecological lubricants at its lubrication with lower viscosity, or lubricants without additives EP. In case of surface treatment of teeth by hardening, the required roughness, or deviation of geometric

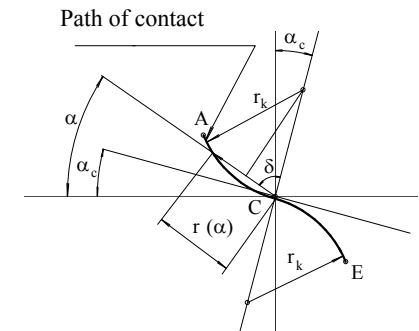


Figure 1. S form path of contact Convex-concave gearing

parameters from theoretical parameters after heat treatment in case of involvent gearing, will be achieved using the grinding. The grinding technology of convex-concave gearing is economically more difficult. Wherefore we was seeking the method where the shaping deformation of tooth flank would not occur contrary to hardening and wheel would not be needful to be grinded. The best method is PVD which meets these requirements. Coatings on basis titanium nitride (TiN) belong to the most commonly used types coatings with regard to its stable properties. TiN coating belongs to universal types of coatings with high performance and wide exploitation for various purposes with regard to its versatility, high chemical stability combined with abrasive resistance. We used TiN with regard to above mentioned reasons and industrially good availability of its deposition on gearings for experimental verification the convex-concave gearing with tooth number of  $z_1=16$ ,  $z_2=24$ ,  $m_n=4.5\text{mm}$ ,  $a_w=91.5\text{mm}$ , see Figure 3, from viewpoint of resistance to scuffing.



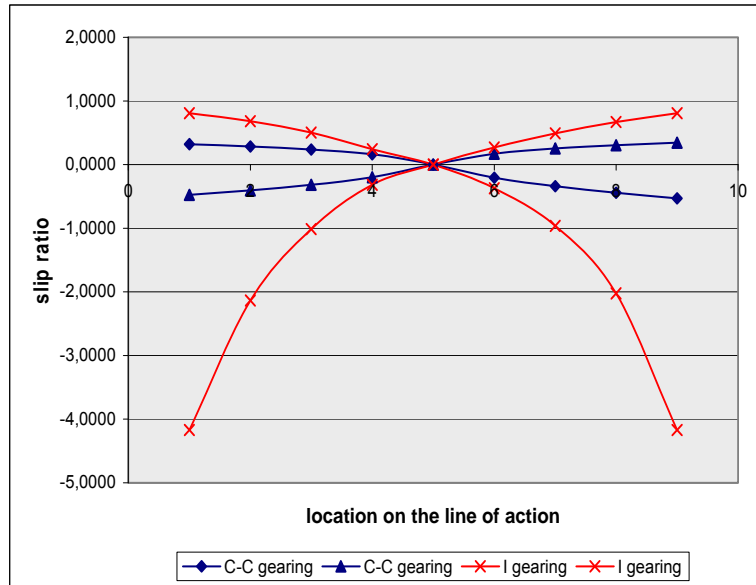


Figure 2. Shape of the curve of the slip ratio Convex concave and Involute gearing



Figure 3. Convex-concave gearing for deposition TiN coating

In experiment the K-K gearing was lubricated with two kinds of hydraulic oils (Biohyd M – biologically fully degradable hydraulic oil on basis of rapeseed oils, Biohyd MS – biologically fast degradable multirange hydraulic oil) and one kind of gear ecological oil (Biogear S – fully synthetic biologically degradable gear oil for mechanically and thermally excessively loaded gearings of varied constructions). Lubrication with hydraulic oil was chosen for verification of case provided that hydraulic converter together gearbox is situated in common box.

#### Experimental methods.

We chose the test apparatus with closed flow of performance, which we built on our workplace, see Figure 4. At tests of convex-concave gearing with TiN coating, we used ecological lubricants with low viscosity. These lubricants can not be heated on required temperature like at standard test of wear and wherefore we designed own methodology of tests [10].

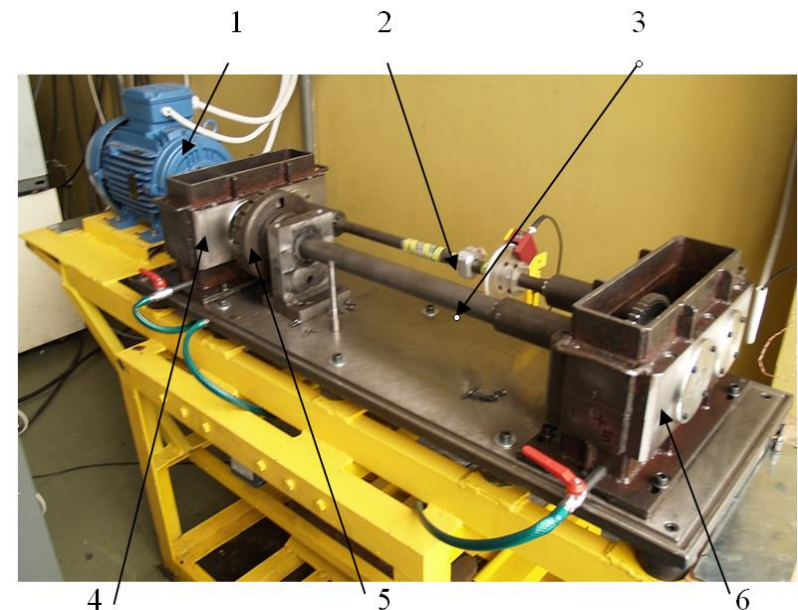


Figure 4. Equipment for measuring of the gearing strength in scoring 1-electric motor, 2-torsional shaft, 3-shaft, 4,6-gearboxes, 5-strain coupling

The basis parameters of mentioned oil are given in Table 1, while in experiment was used the accented oil. During the experiment the parameters of own oil were checked in particular temperature and contamination of oil. The results of tested gearing from viewpoint of scuffing are shown in Figures 5, 6, 7.

Tab. 1.

Parameters of oil OMV					
Product	Viscosity at 40°C [mm <sup>2</sup> /s]	Viscosity at 100°C [mm <sup>2</sup> /s]	Burning Point of [°C]	Solidification point [°C]	Density at 15°C [g/ml]
<b>OMV Biogear S</b>					
100	100	14,84	220	-30	0,940
<b>150</b>	<b>150</b>	<b>24,45</b>	<b>224</b>	<b>-27</b>	<b>0,945</b>
220	220	28,82	226	-27	0,951
320	320	38,02	228	-21	0,959
<b>OMV Biohyd M</b>					
32	32	8,10	265	-33	0,920
<b>46</b>	<b>46</b>	<b>10,24</b>	<b>265</b>	<b>-33</b>	<b>0,921</b>
68	68	13,20	270	-33	0,922
<b>OMV Biohyd MS</b>					
32	32	6,90	230	-42	0,938
<b>46</b>	<b>46</b>	<b>9,68</b>	<b>232</b>	<b>-36</b>	<b>0,943</b>
68	68	12,78	244	-30	0,946

### Results and discussion.

Figures 5, 6 and 7 shows the reached stages of loading for the convex-concave gearing according to the used oil. The hard coating of TiN by method PVD was applied on the gearing. The curvature P represents loss of weight of pinion, the curvature K of wheel and S is total value of loss on both wheels which within the test had to be below the value of 10 mg. Similarly as for the convex-concave gearing, shows the reached stages of loading for the comparable hardened involvent gearing which is lubricated with the mentioned oils Biohyd M, Biohyd MS and Biogear S [8]. From results of tests it is obvious that the TiN convex-concave gearing, in comparison with the involvent hardened gearing, reached with oil Biogear S 150 the same 7<sup>th</sup> stage of loading, with oil MS 46 the same 5<sup>th</sup> stage of loading and with oil M 46 by one stage greater stage of loading (5<sup>th</sup> K-K gearing, 4<sup>th</sup> E gearing).

### Conclusion

The use of the hard thin layers in field of tools is at the present time very wide and multilateral. The layers are mainly used on deposition of cutting tools, made of hard metal, tool steel and cutting ceramics. Together the development of deposition technologies, the hard layers are applied, also in many another fields of mechanical engineering. Properties of layers are nowadays exploited on tools for the volume

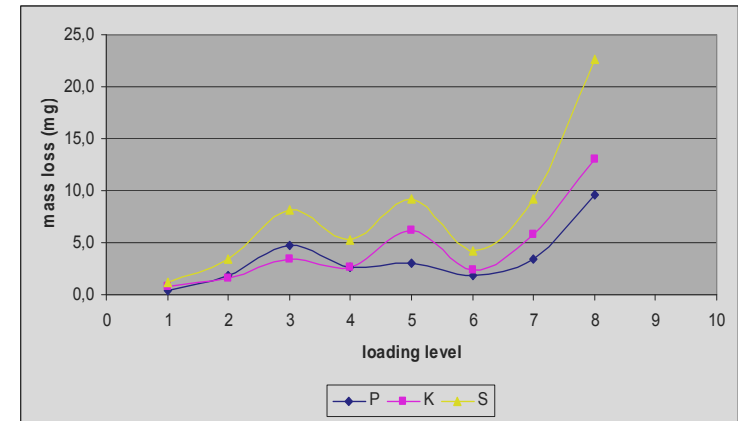


Figure 5. Test on scoring of hardened C-Cgearing lubricated with oil Biogear S 150

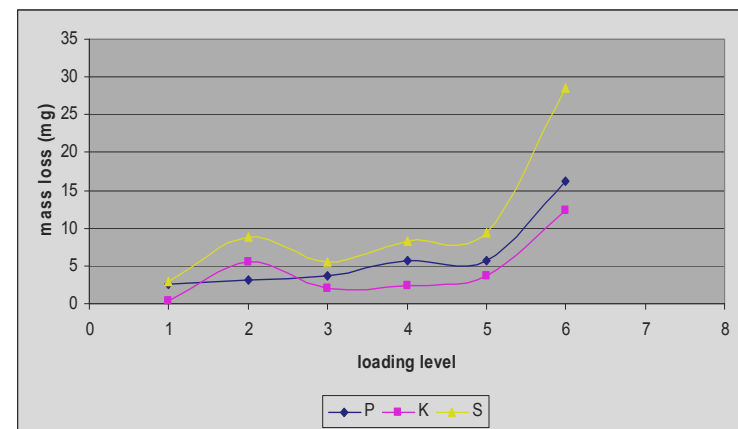


Figure 6. Test on scoring of hardened C-Cgearing lubricated with oil Biohyd MS46

and surface forming (punches, matrixes, ...), construction elements such as turbine blades, journals, pistons, valves etc., but also in elements exploiting the rolling friction without the use of lubricants, in dies, in compression and injection moulds for plastics and light metals. Development and application of the hard layers are not until now finished far from it ones have considerable tendency of subsequent very perspective development. The results of tests on test stand by Niemann show that in case of subsequent research in a field of application of the hard coatings in the gearings the presumption is that even better results will be reached and so method of deposition could be common used for surface treatment of the gearings.

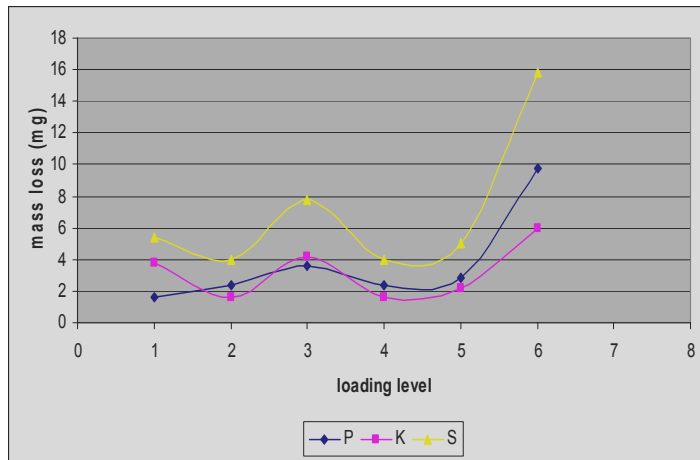


Figure 7. Test on scoring of hardened C-Cgearing lubricated with oil Biohyd M46

The work was elaborated within the solution of grant projects VEGA 1/3184/06.

**Bibliography:** [1] Anbrož O., Kašpar J.: Žárové nástřiky a jejich průmyslové využití, (Thermal sprayings and its industrial exploitation), SNTL Praha 1990. [2] Bošanský M.: Voľba geometrických parametrov konvexno-konkávneho ozubenia z hľadiska povrchového poškodenia zuba, (The choice of geometric parameters of convex – concave gearing from the point of the surface damage of tooth). Habilitačná práca (Habilitation thesis). – Bratislava 1997. [3] Bošanský M., Vereš M.: K-K ozubenie ako možnosť zvýšenia únosnosti na dotyk, (K-K gearing as possibility of increasing the load capacity on the contact). [4] Bošanský M., Vereš M.: Teória čelného rovinného ozubenia (Theory of frontal plain tooth), STU Bratislava 1999. [5] Dzimko M.: Tribológia povlakov, (Tribology of coatings), In: IX medzinárodné sympóziu Intertribo, Stará Lesná Vysoké Tatry 2006, s.196–199. [6] Kreibich V.: Povrchové úpravy, (The surface finishes) ČVUT Praha 1981. [7] Orokočký R., Bošanský M., Vereš M.: Vplyv geometrických parametrov na sklzové pomery v konvexno-konkávnom ozubení, (The influence of geometrical parameters on slip conditions in convex – concave gearing), Praha 2003. [8] Orokočký R.: Zvyšovanie odolnosti ozubených prevodov v interakcii s ekologickými mazivami, (The increasing of endurance of gearings in interaction with ecological lubricants). Doktorandská dizertačná práca, (Doctoral dissertation), Bratislava 2004. [9] Bošanský, M.- Valent, A.-Vereš, M.- Nemčeková, M.: Možnosti zvýšenia únosnosti ozubenia vhodnou voľbou povrchovej úpravy zubov, In.: Zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004, Nitra 2005, s.28–31. [10] Fedák, M., Bošanský, M.: Možnosti zvýšenia únosnosti ozubených kolies metódou povlakovania, in.: Zborník prednášok 48. Medzinárodná konferencia Katedier častí strojov a mechanizmov, Smolenice, 12-14 September 2007, – s.50–55, Vydavateľstvo STU v Bratislave. ISBN 978–80-227-2708-2. [11] Bošanský, M., Vereš, M.: The convex-concave gearing as a possibility of increasing the load capacity of gearing to the contact, Visnik Nacionalnogo Techničnogo universitetu “CHPI”. Zbirknik naukovych prac tematičnij bypusk “Problemi mehaničnogo privodu” Charkiv: NTU “CHPI”. – 2007, No21 – 264s. UDC 621.833, 209-221p. [12] Fedák, M., Bošanský, M., Tokoly, P., Gajdoš, M.: Použitie technológie PVD v povrchovej úprave ozubených súkolesí, VI ročník konferencie VRSTVY A POVLAKY 2007, Rožnov pod Radhoštěm, CR, 2007 – S.35–38.

Postupila v redakciu 12.04.08

Е.М. ГУЛДА, докт. техн. наук, Львівський ДУ БЖД  
О.Е. ВАСИЛЬЄВА, канд. техн. наук, Львівський ДУ БЖД

### ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ РЕДУКТОРІВ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ СТАТИСТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Розглянуто методологію визначення основних показників надійності редукторів, а саме імовірності безвідмовної роботи та комплексного показника, до якого відносять коефіцієнт готовності.

Methodology of determination of basic reliability of reducing gears indexes is considered, namely probabilities of faultless work and complex index to which take the coefficient of readiness.

**Сучасний стан проблеми.** Однією з найголовніших проблем сучасних технічних систем і, зокрема, редукторів є проблема надійності. Неперервне ускладнення машин та посилення вимог до їх якості вимагає відповідного забезпечення надійності та довговічності сучасної техніки. Проблемами надійності та довговічності різних конструкцій машин займалися відомі вчені О.С. Проніков, Б.І. Костецький, Д.М. Решетов, І.Г. Косовський, Т.І. Рибак, Б. Ділонг, Ч. Синг та багато інших. Результати їх робіт дозволили впровадити в машинобудівну галузь промисловості різні методи забезпечення та підвищення надійності технічних систем і машинобудівних конструкцій.

Стосовно редукторів і, зокрема, зубчастих передач, питаннями надійності в цьому напрямку займалися К.І. Заблонський [1], А.Ф. Кіріченко [2], В.П. Шишов [3, 4], Г.П. Гриневич [5] та інші. Але розроблені методи забезпечення або підвищення надійності стосувалися лише окремих елементів зубчастих передач за рахунок удосконалення та синтезу їх конструктивних елементів і покращення роботи. Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила визначати показники надійності не тільки окремих елементів, а і редуктора загалом.

**Мета роботи.** На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розробити методологію визначення основних показників надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання для прогнозування надійності.

**Постановка задачі та її розв'язання.** В довідковій літературі [6] вказується, що гамма-відсоткове напрацювання редуктора на відмову складає  $T_{\gamma} = 3600$  год, тобто це є напрацювання, протягом якого відмова об'єкта не виникне з імовірністю 90% при довготривалій роботі з постійним навантаженням. Інших даних по надійності редукторів в науково-технічній та довідковій літературі не було виявлено. Тому ставиться задача розробити методологію визначення основних показників надійності редукторів. За основу для

розв'язання цієї задачі був прийнятий метод статистичного моделювання для прогнозування надійності [7] та основні положення планово-попереджувального ремонту (ППР) обладнання [8].

Згідно з ДСТУ 2860-94 основними показниками надійності є імовірність безвідмовної роботи  $R(t)$ , тобто це імовірність того, що протягом заданого напруження  $t$  відмова об'єкта не виникне та комплексний показник надійності – коефіцієнт готовності  $A(t)$  – імовірність того, що об'єкт виявиться працездатним у довільний момент часу, крім запланованих періодів, протягом яких використання об'єкта за призначенням не передбачене. Цей коефіцієнт визначають за залежністю

$$A(t) = \frac{T_B}{T_B + T_{від}}, \quad (1)$$

де  $T_B$  – середнє напруження на відмову;  $T_{від}$  – середня тривалість відновлення.

Згідно із рекомендаціями [7] для визначення імовірності безвідмовної роботи  $R(t)$  складного обладнання, до якого відносять і редуктори, використовують розподіл Вейбулла. В цьому випадку  $R(t)$  визначають за залежністю

$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], \quad (2)$$

де  $t$  – час безпосередньої роботи об'єкта, на протязі якого визначають для нього  $R(t)$ ;  $a$  – параметр масштабу, тобто  $a = T_B$ ;  $b$  – параметр форми (якщо  $b = 1$ , то розподіл Вейбулла перетворюється в експоненціальний з параметром інтенсивності відмов  $\lambda(t) = 1/a = \text{const}$ ; якщо  $b = 2$ , то розподіл Вейбулла перетворюється в розподіл Релея з лінійною функцією інтенсивності відмов  $\lambda(t)$ ; якщо  $b = 3,3$ , то розподіл Вейбулла стає близьким до нормального розподілу).

Для визначення часу  $t$  безпосередньої роботи об'єкта, на протязі якого необхідно визначити  $R(t)$ , скористуємося рекомендаціями Експериментально-науково-дослідного інституту металорізальних верстатів [8] стосовно даного ППР обладнання. Згідно із ППР середня тривалість ремонтного циклу від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту складає 30000 год. ППР передбачає огляди, поточні ремонти, середні ремонти та наприкінці ремонтного циклу капітальний ремонт, що відповідає 18 проміжним періодам. Тоді час одного внутрішньо циклового періоду ППР буде  $t = 30000/18 = 1666,7$  год. На протязі цього часу огляд ремонтною службою працюючого об'єкта не виконується. Тільки після напруження об'єктом цього часу  $t = 1666,7$  год проводиться його огляд і при необхідності виконується ремонт. Тому ставиться задача для цього періоду визначити імовірність безвідмовної роботи  $R(1666,7)$  та коефіцієнт готовності  $A(1666,7)$ .

Для визначення цих показників надійності редукторів уточнімо параметри розподілу  $a$  і  $b$  для залежності (2) з використанням методу статистичного моделювання [7]. За основу для уточнення параметрів розподілу приймаємо  $a = T_\gamma = T_B = 3600$  год, а параметр форми згідно із рекомендаціями [7]  $b = 2$ . Метод статистичного моделювання полягає в використанні випадкових чисел, які розподілені в інтервалі  $[0, 1]$ . Ці числа  $X_i$  приймаються як імовірність безвідмовної роботи редуктора  $R_i(t)$ . Результат статистичної оцінки використання кількості випадкових чисел, тобто кількості проведення числових експериментів  $N$ , показав, що в нашому випадку їх кількість може не перевищувати  $N=10$ . Крім цього, для визначення часу  $t_i$  безпосередньої роботи об'єкта до відмови, прологарифмуємо залежність (2), на підставі чого отримуємо

$$t_i = a\sqrt{-\ln R_i(t)} = 3600\sqrt{-\ln R_i(t)}. \quad (3)$$

Для статистичної оцінки імовірності того, що час безвідмовної роботи  $t_i$  не перевищить значення  $T_B$ , використаємо залежність [7]

$$R(t_i) = 1 - \frac{i}{N+1}. \quad (4)$$

Результати статистичного моделювання заносимо до таблиці.

Таблиця.

Результати статистичного моделювання розподілу Вейбулла

№	$i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	$X_i = R_i(t)$	0,10	0,09	0,73	0,25	0,33	0,37	0,54	0,20	0,48	0,06
2	$t_i \cdot 10^3$ за залежністю (3)	5,46	5,59	2,02	4,24	3,79	3,59	2,83	4,57	3,08	6,04
3	Впорядкований ряд $t_i \cdot 10^3$	2,02	2,83	3,08	3,59	3,79	4,24	4,57	5,46	5,59	6,04
4	$R(t_i)$ за залежністю (4)	0,91	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,36	0,27	0,18	0,09
5	$\lg t_i$	3,31	3,45	3,49	3,56	3,58	3,63	3,66	3,74	3,75	3,78
6	$\lg(-\lg R(t_i))$	-1,39	-1,06	-0,86	-0,71	-0,59	-0,47	-0,35	-0,25	-0,13	0,02

За результатами статистичного моделювання розподілу Вейбулла (5 і 6 строчки табл. 1) будемо залежність  $\lg(-\lg R(t_i))$  від  $\lg t_i$  (рис., крива 1) з накладанням на неї лінії тренда (рис., крива 2,) і отриманням рівняння

$$y = 2,9178x - 11,068, \quad (5)$$

за допомогою якого визначаємо дійсне значення параметра форми  $b = 2,9178$ .

Уточнюємо значення параметру масштабу  $a$  з використанням залежності (5):

або

$$\lg a^{2,9178} = 11,068 - 0,362 = 10,706,$$

$$2,9178 \cdot \lg a = 10,706.$$

Звідси

$$a = 10^{3,67} = 4677 \text{ год.}$$

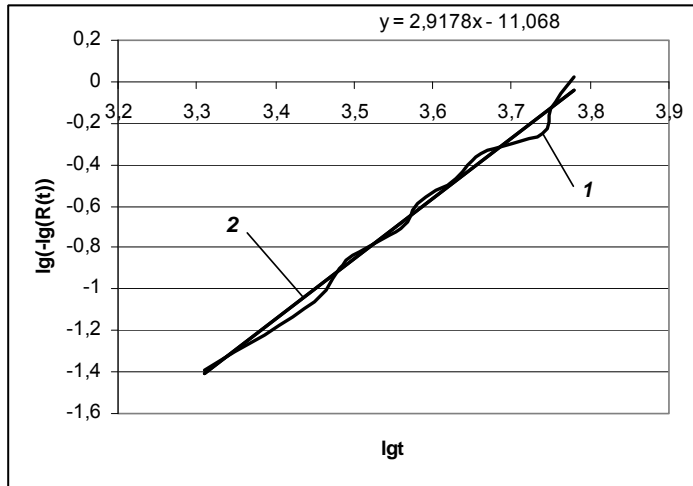


Рис. Графічне відображення статистичного моделювання розподілу Вейбулла

Отже на підставі методу статистичного моделювання отримано значення параметрів  $a = T_B = 4677$  год для редукторів сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 і  $b = 2,9178$ , які за розподілом підпорядковуються закону Вейбулла. Для редукторів восьмого ступеня точності значення  $T_B$  зменшується введенням коефіцієнта на точність  $k_T = 0,9$ ; для дев'ятого ступеня точності –  $k_T = 0,8$ . Тобто при визначенні параметру масштабу для залежності (2) необхідно користуватися залежністю  $a = T_B \cdot k_T$  [9].

На підставі отриманих значень параметрів  $a$  і  $b$  переходимо до визначення основних показників надійності редукторів. Головними конструктивними елементами того чи іншого редуктора є елементи, які передають обертовий рух і в процесі роботи навантажені обертовим моментом. В цих елементах під дією навантажень виникають напруження, деформації, тертя кочення та ковзання. Під дією цих чинників може виникнути втомне або силове руйнування, а також зношування робочих поверхонь, що за певний період роботи може привести до відмови того чи іншого елемента і конструкції загалом. До таких конструктивних елементів відносять: вали, підшипники, зубчасті передачі.

Розглядаючи конструкцію редуктора можна зауважити, що за кожний з 18 проміжних періодів часу безперервної роботи ( $t = 1666,7$  год) максимальне число циклів навантаження має перший вхідний (швидкохідний) вал з підши-

пниками та перша зубчаста передача, які безпосередньо отримують обертовий рух від вала електродвигуна, тобто число циклів навантаження прямо пропорційно часу  $t_1 = 1666,7$  год. Другий вал з підшипниками та друга зубчаста передача будуть мати меншу кількість циклів навантаження з урахуванням передаточного числа  $u_{12}$  між першим і другим валом за рахунок наявності між ними зубчастої передачі, тобто число циклів навантаження буде пропорційно часу  $t_2 = (1666,7 / u_{12})$  год. Для третього вала –  $t_3 = (t_2 / u_{23})$  год і т.д.

З урахуванням цієї закономірності визначимо імовірність безвідмовної роботи для кожного вала з підшипниками та окремо для зубчастих передач редуктора сьомого ступеня точності згідно ГОСТ 1643–81, для якого коефіцієнт точності  $k_T = 1,0$ .

Для першого вхідного швидкохідного вала з підшипниками та зубчастої передачі згідно залежності (2) маємо

$$R(t_1) = R(t_1)_{1B} = R(t_1)_{1\Pi 1} = R(t_1)_{1\Pi 2} = R(t_1)_{13\Pi} = \exp \left[ - \left( \frac{1666,7}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,952,$$

де  $R(t_1)_{1B}$ ,  $R(t_1)_{1\Pi 1}$ ,  $R(t_1)_{1\Pi 2}$ ,  $R(t_1)_{13\Pi}$  – відповідно імовірності безвідмовної роботи першого вала, першого підшипника першого вала, другого підшипника першого вала, першої зубчастої передачі.

Для другого вала з підшипниками та зубчастої передачі за аналогією

$$R(t_2)_{2B} = R(t_2)_{2\Pi 1} = R(t_2)_{2\Pi 2} = R(t_2)_{23\Pi} = \exp \left[ - \left( \frac{t_2}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right].$$

Для  $i-1$  вала з підшипниками та зубчастої передачі

$$R(t_{i-1})_{i-1B} = R(t_{i-1})_{i-1\Pi 1} = R(t_{i-1})_{i-1\Pi 2} = R(t_{i-1})_{i-13\Pi} = \exp \left[ - \left( \frac{t_{i-1}}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right].$$

Для  $i$ -го (останнього вихідного тихохідного) вала з підшипниками

$$R(t_i)_{iB} = R(t_i)_{i\Pi 1} = R(t_i)_{i\Pi 2} = \exp \left[ - \left( \frac{t_i}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right].$$

Враховуючи, що на кожному валу паралельно з'єднані три елементи (вал і два підшипника) з однаковим значенням імовірності безвідмовної роботи та послідовно одна зубчаста передача, визначимо імовірність безвідмовної роботи редуктора

$$R(t)_P = [1 - (1 - R(t_1))^3] \cdot R(t_1)_{13П} \cdot [1 - (1 - R(t_2))^3] \times \\ \times R(t_2)_{23П} \dots [1 - (1 - R(t_{i-1}))^3] \cdot R(t_{i-1})_{i-13П} \cdot [1 - (1 - R(t_i))^3]. \quad (6)$$

Для визначення комплексного показника надійності  $A(t)$  скористуємося рекомендаціями нормативно-технічної літератури на ремонтно-відновлювані роботи [10]. Згідно з вказаними рекомендаціями визначимо середню тривалість відновлення  $T_{від}$

$$T_{від} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k t_i. \quad (7)$$

де  $k$  – кількість усунених відмов, на які було витрачено час  $t_1, t_2, \dots, t_k$ .

В процесі виконання відновлюваних робіт можливі різні варіанти технології відновлення:

- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна одного підшипника – 3,6 год;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна двох підшипників – 4,2 год;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна одного зубчастого колеса або вал-шестерні, або одного вала – 4,8 год;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна двох зубчастих коліс або вал-шестерні та одного вала – 7,8 год;
- зняття кришки оглядового вікна, злиття мастила та заповнення корпусу редуктора новим мастилом – 1,8 год;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпусу та заміна шпонки з'єднання вала з зубчастим колесом – 4,8 год.

Безумовно, існує ще багато інших варіантів відновлення редукторів, але наведені варіанти найбільш часто зустрічаються на практиці. На підставі наведених даних  $T_{від}$  буде

$$T_{від} = \frac{3,6 + 4,2 + 4,8 + 7,8 + 1,8 + 4,8}{6} = 4,5 \text{ год.}$$

На підставі отриманих даних визначаємо значення комплексного показника надійності  $A(t)$  для редукторів потужністю 2...50 кВт

$$A(t) = \frac{T_B k_T}{T_B k_T + T_{від}} = \frac{4677 \cdot k_T}{4677 \cdot k_T + 4,5}. \quad (8)$$

Розглянемо, як приклад, визначення показників надійності для двохсту-

пеневого редуктора типу 5Ц2-125 ВАТ «Майкопський редукторний завод» за такими вихідними даними:  $u_{12} = 2$ ;  $u_{23} = 4$ ; номінальна потужність  $\min/\max = 8/28$  кВт; ступінь точності – 7 (ГОСТ 1643-81);  $k_T = 1$ .

1. Визначаємо час напрацювання кожного з трьох валів редуктора до його наступного технічного огляду ремонтною службою:  $t_1 = 1666,7$  год;  $t_2 = t_1/u_{12} = 1666,7/2 = 833,35$  год;  $t_3 = t_2/u_{23} = 833,35/4 = 208,34$  год.

2. Розраховуємо імовірності безвідмовної роботи

$$R(t_1) = R(t_1)_{13П} = \exp \left[ - \left( \frac{1666,7}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,952;$$

$$R(t_2) = R(t_2)_{23П} = \exp \left[ - \left( \frac{833,35}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,994;$$

$$R(t_3) = \exp \left[ - \left( \frac{208,34}{4677 \cdot 1,0} \right)^{2,9178} \right] = 0,999.$$

3. Визначаємо імовірність безвідмовної роботи редуктора за залежністю (6),

$$R(t)_P = [1 - (1 - R(t_1))^3] \cdot R(t_1)_{13П} \cdot [1 - (1 - R(t_2))^3] \cdot R(t_2)_{23П} \cdot [1 - (1 - R(t_3))^3] = \\ = [1 - (1 - 0,952)^3] \cdot 0,952 \cdot [1 - (1 - 0,994)^3] \cdot 0,994 \cdot [1 - (1 - 0,999)^3] = 0,905$$

4. Визначаємо коефіцієнт готовності за залежністю (8),

$$A(t) = \frac{4677 \cdot k_T}{4677 \cdot k_T + 4,5} = \frac{4677 \cdot 1,0}{4677 \cdot 1,0 + 4,5} = 0,999.$$

**Висновки.** 1. Розроблено методологію визначення основних показників надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання для прогнозування надійності, а саме імовірності безвідмовної роботи редуктора та комплексного показника – коефіцієнта готовності, які дозволяють аналізувати надійність розробленої конструкції редуктора.

2. Прийнятий проміжний період часу безперервної роботи редуктора  $t_1=1666,7$  год без технічного обслуговування є завищеним, що не забезпечує достатньої надійності роботи редуктора.  $R(t)_P = 0,905$  вказує на те, що, наприклад, з 10 працюючих двохступневих редукторів за час  $t_1$  один обов'язково відмовить. Тому за результатами розрахунків найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час  $t_1 = 720$  год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах 0,98...0,99.

3. Виконана робота та її результати можуть в подальшому удосконалюватися з метою розроблення та впровадження в практику експлуатації редукторів системи ППР, яка б забезпечувала їх високу надійність роботи.

**Список літератури:** 1. *Заблонский К.И.* Зубчатые передачи. – К.: Техніка, 1977. – 208с. 2. *Кириченко А.Ф., Бережной В.А.* Перспективы улучшения работы эвольвентных передач // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип. 31. – С.82–88. 3. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Мухоматов А.А.* Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – №10(56). – Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. – 2002. – С.247–254. 4. *Шишов В.П., Ткач П.Н.* Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями. // Подъемно-транспортная техника. – №4. – 2003. – С.25–32. 5. *Гриневич Г.П., Каменская Е.А., Алферов А.К.* Надежность строительных машин. – М.: Стройиздат, 1983. – 296с. 6. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557с. 7. *Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.* Надежность машин. – М.: Высшая школа, 1988. – 238с. 8. *Пуш В.Э., Беляев В.Г., Гаврюшин А.А.* и др. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1985. – 256с. 9. *Гулида Э.Н.* Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. – Львов: Вища школа, 1983. – 136с. 10. *Временные типовые нормы* (нормативы) времени на замену и текущий ремонт техники. – М.: ГОСНИТИ, 1972. – 96с.

Поступила в редколлегию 12.04.08

УДК 621.81.31

**А.Г. ПРИЙМАКОВ**, канд. техн. наук, Харьковский университет  
Воздушных Сил Украины им. И. Кожедуба,  
**А.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ",  
**Г.А. ПРИЙМАКОВ**, аспирант, НТУ "ХПИ",  
**Р.В. ПРОТАСОВ**, аспирант, НТУ "ХПИ"

### ИЗМЕНЕНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЗУБЧАТЫХ ПАР ПРИ АБРАЗИВНОМ ИЗНАШИВАНИИ

Отримано закономірності зміни фізичних характеристик конструкційних матеріалів зубчатих передач і можливість прогнозувати їх ресурс при роботі в умовах абразивного зношування (ерозії).

The change law of physical descriptions of gearings construction materials and possibility to forecast their resource during work in the conditions of abrasive wear are received.

Абразивное изнашивание зубчатых пар, особенно открытых, существенно влияет на их работоспособность и создает необходимость корректировки их расчетной базы. Основным видом разрушения конструкционных материалов (КМ) зубчатых пар, работающих в условиях абразивного изнашивания, есть абразивное перманентное разрушение (эрозия) рабочих поверхностей

зубьев [1-3].

Точный учет влияния абразивного разрушения на физические характеристики КМ представляет собой сложную задачу, так как размеры единичных поврежденных поверхности материала соизмеримы с элементами КМ. Поэтому исследуем качественную сторону процесса изменения свойств КМ [4, 5].

Модуль упругости исходного (в начальном состоянии) материала:

$$E_H = \frac{\sigma_H}{\varepsilon_H} = \frac{P}{F_H \varepsilon_H}. \quad (1)$$

Модуль упругости материала после изнашивания:

$$E_u = \frac{\sigma_u}{\varepsilon_u},$$

или

$$E_u = \frac{\sigma_H}{\varepsilon_H} \left[ 1 - \left( \frac{W}{\gamma \delta_u} \right)^{2/3} \right] = \frac{P}{F_H \varepsilon_u} \left[ 1 - \left( \frac{W}{\gamma \delta_u} \right)^{2/3} \right]. \quad (2)$$

Из (1) и (2) следует:

$$E_u = E_H \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_u} \left[ 1 - \left( \frac{W}{\gamma \delta} \right)^{2/3} \right]. \quad (3)$$

В формулах (1)-(3):

$$\delta_u = \frac{\bar{W}}{\gamma}, \quad (4)$$

где  $\bar{W}$  – весовой износ на единицу площади поверхности;  $\gamma$  – объемный вес КМ.

Расчет значений  $E_u$  по (3) для стали 40Х позволил получить график зависимости  $E_u = f(W)$  для этого КМ (рис. 1); там же нанесены соответствующие экспериментальные точки. Сравнение показывает удовлетворительное совпадение теории с экспериментом.

Экспериментальными исследованиями установлено также, что интенсивность абразивного разрушения КМ от времени воздействия абразива имеет ступенчатый характер, что является следствием неодинаковой микротвердости боковых поверхностей зубьев.

Предположим, что весь объем материала, подвергнутого абразивному разрушению, может быть расчленен на  $n$  элементарных кубиков с ребром  $a_u$ . В свою очередь, каждый кубик с ребром  $a_u$  можно представить как сумму двух кубиков; с ребром  $a_0$ , включающего в себя КМ с исходными свойствами

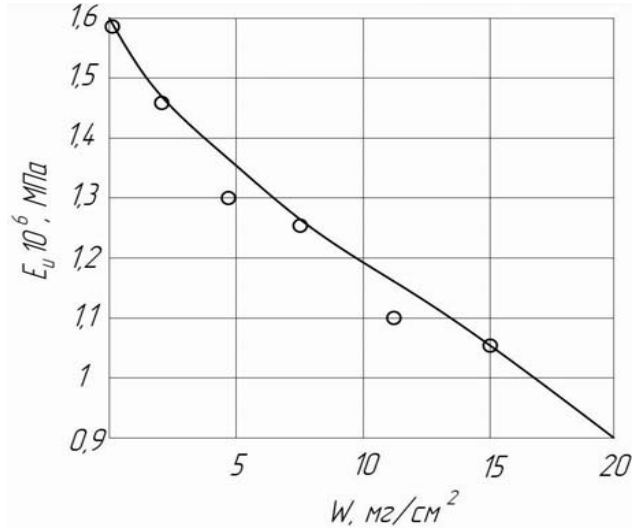


Рис. 1. График зависимости  $E_u = f(W)$  для стали 40X

ми, и условный кубик, не содержащий никакого материала с ребром  $a_v$ , объем которого равен объему унесенной массы на единицу поверхности  $a_u^2$ . Иными словами,

$$\bar{V}_u = v_i n = (v_0 + v_V) n, \quad (5)$$

где  $\bar{V}_u$  – объем КМ, подвергнутого эрозии;  $v_i$  – элементарный объем куба с ребром  $i$  ( $i = v, 0, V$ );  $n$  – число элементарных кубов.

Для любого элементарного куба справедливо соотношение

$$v_i = a_i^3 = (a_i^2)^{3/2} = F_i^{3/2}, \quad (6)$$

где  $F_i$  – площадь грани  $i$ -го куба.

При одноосном растяжении материала в состоянии эрозии предел прочности  $\sigma_{bu}$  будет равен

$$\sigma_{bu} = \frac{P}{F_u}. \quad (7)$$

С другой стороны, для куба с объемом  $V_0$  можно записать

$$\sigma_{b0} = \frac{P}{F_0} = \frac{P}{F_u - F_V}. \quad (8)$$

Из (7) и (8), исключая  $P$ , после несложных преобразований получим:

$$\sigma_{bu} = \sigma_{b0} \left( 1 - \frac{F_V}{F_u} \right). \quad (9)$$

Для математической модели абразивного разрушения с учетом того, что  $F_V = \delta_u b = bW/\gamma$ , а  $F = \delta b$  ( $b$  – толщина материала,  $\delta_u$  – глубина средне-статистического кратера,  $\bar{W}$  – эрозия единицы поверхности образца)

$$\sigma_{bul} = \sigma_{b0} \left( 1 - \frac{\bar{W}}{\gamma\delta} \right). \quad (10)$$

Для математической модели абразивного разрушения, учитывая (6) и (9), получим:

$$\sigma_{bull} = \sigma_{b0} \left[ \left( 1 - \frac{v_V}{v_u} \right)^{2/3} \right]. \quad (11)$$

Так как объем элементарного кубика унесенной массы  $V_V = v_V/n = (\bar{W}bl)/(\gamma n)$ , а объем кубика из исходного материала, подверженного эрозии, равен  $V_u = v/n = (bl\delta)/n$  ( $b$  – длина образца,  $\delta$  – толщина образца), то с учетом (6) и (10) получим:

$$\sigma_{bull} = \sigma_{b0} \left[ \left( 1 - \frac{\bar{W}}{\gamma\delta} \right)^{2/3} \right]. \quad (12)$$

Анализируя модель абразивного разрушения, легко заключить, что она справедлива для материалов с малым относительным износом и достаточно большой толщиной, а модель эрозии – для КМ с большим относительным износом и сравнительно малой толщиной. Обе расчетные схемы, очевидно, охватывают достаточно широкий диапазон изменения толщины КМ и могут быть объединены формулой

$$\sigma_{bu} = \sigma_{b0} \left[ \left( 1 - \frac{\bar{W}}{\gamma\delta} \right)^n \right], \quad (13)$$

где  $0,667 \leq n \leq 1$ .

Если верхней границей применимости математической модели абразивного изнашивания считать те значения  $\bar{W}/\gamma$ , при которых обе математические модели приводят к решениям, отличающимся не более, чем на принятую



погрешность измерения параметра  $\sigma_b$  (5%), а нижней границей – соизмеримость  $\delta$  с размерами компонентов КМ, т.е.  $\delta = \bar{W}/\gamma$ , то для диапазона применимости формулы (12) получим:

$$\frac{\bar{W}}{\gamma} \leq \delta \leq 10^2 \frac{\bar{W}}{\gamma}, \quad (14)$$

что соответствует диапазону толщин поверхностного слоя (ПС) зубчатых передач, [6, 8].

На графике (рис. 2) показана зависимость  $\sigma_{bu} = f(W)$  для стали 40X, построенная по (13). Там же нанесены экспериментальные точки.

Сравнение этих данных свидетельствует о хорошем совпадении теории с экспериментом до значений  $W = 12 \text{ мг/см}^2$ . Расхождение в следующих точках объясняется накоплением усталостных повреждений. Испытания проводились при  $\alpha = 90^\circ$  [7], не учитываемых теорий.

Теоретически точно определяемое снижение прочности материала составляет 17,6%, т.е. когда конструкция зубчатой пары перестает выполнять свое функциональное значение по условиям прочности. Следовательно, ресурс конструкции может определяться теоретически с достаточной точностью.

Формула (13) аналогична аппроксимации свойств, предложенной в модели М. Джонсона–А.Н. Нельсона [8, 9], применяемой авторами для исследо-

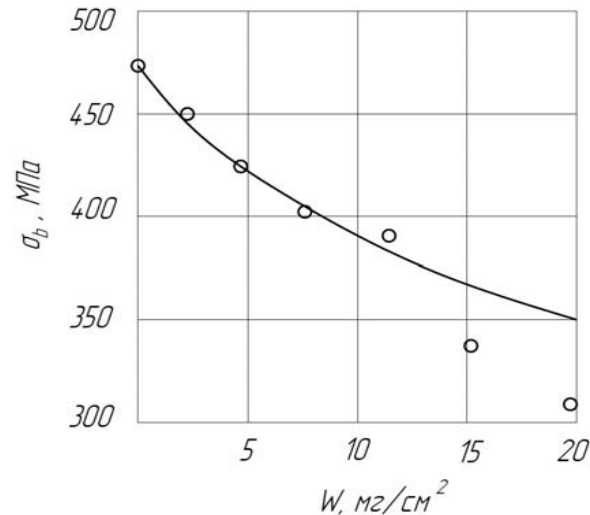


Рис. 2. Зависимость  $\sigma_{bu} = f(W)$  для стали 40X

вания напряженно-деформированного состояния КМ и получившей хорошее экспериментальное подтверждение.

Заменяя в (7)-(9)  $\sigma_{bu}$  на  $\tau_{bu}$ ,  $\sigma_{b0}$  на  $\tau_{b0}$  и подразумевая под  $P$  усилие сдвига, а под  $F_i$  – соответствующую часть площади сдвига, получим совершенно аналогично:

$$\tau_{bull} = \tau_{b0} \left[ \left( 1 - \frac{\bar{W}}{\gamma\delta} \right)^{2/3} \right]. \quad (15)$$

Исследуем коэффициент Пуассона при абразивном изнашивании. Для поперечной деформации, следуя [12], запишем

$$\varepsilon'_{uy} = \varepsilon'_{uy} \frac{f_y}{(f_y - \Delta f_y)}. \quad (16)$$

Используя (16) для коэффициента Пуассона, получим:

$$\mu_{uy0} = \frac{\varepsilon'_{uy}}{\varepsilon_{u0}} = \mu_{uy0} \frac{\left( 1 - \frac{\Delta f_0}{f_0} \right)}{\left( 1 - \frac{\Delta f_y}{f_y} \right)}. \quad (17)$$

Для  $\frac{\Delta f_y}{f_y}$  запишем с учетом [12, 13]:

$$\frac{\Delta f_y}{f_y} = 2\pi \left[ \arccos \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta N_y} - \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta^2 N_y^2} \right] \sqrt{\delta_u (2\delta N_y - \delta_u)}. \quad (18)$$

С учетом (16), (18) из (17) получим:

$$\mu_{uy0} = \mu_{uy0} \frac{1 - \frac{2}{\pi} \left[ \arccos \frac{(\delta N_0 - \delta_u)}{\delta N_0} - \frac{(\delta N_0 - \delta_u)}{\delta^2 N_0^2} \right] \sqrt{\delta_u (2\delta N_0 - \delta_u)}}{1 - \frac{2}{\pi} \left[ \arccos \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta N_y} - \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta^2 N_y^2} \right] \sqrt{\delta_u (2\delta N_y - \delta_u)}}. \quad (19)$$

При растяжении в направлении износа ( $\varphi = 90^\circ$ ) для продольной и поперечной деформаций

$$\varepsilon_{uy} = \varepsilon_{uy} \frac{f_y}{(f_y - \Delta f_y)}, \quad (20)$$

$$\varepsilon'_{u0} = \varepsilon'_{n0} \frac{f_y}{(f_0 - \Delta f_0)}. \quad (21)$$

Коэффициент Пуассона:

$$\mu_{u0y} = \frac{\varepsilon'_{u0}}{\varepsilon'_{uy}} = \mu_{n0y} \frac{1 - \frac{2}{\pi} \left[ \arccos \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta N_y} - \frac{(\delta N_y - \delta_u)}{\delta^2 N_y^2} \sqrt{\delta_u (2\delta N_y - \delta_u)} \right]}{1 - \frac{2}{\pi} \left[ \arccos \frac{(\delta N_0 - \delta_0)}{\delta N_0} - \frac{(\delta N_0 - \delta_u)}{\delta^2 N_0^2} \sqrt{\delta_u (2\delta N_y - \delta_u)} \right]}. \quad (22)$$

В формулах (16)-(22) все обозначения соответствуют общепринятым, [12, 13].

Из анализа выражений (19) и (22) следует, что  $\mu_{uy0} = 1/\mu_{u0y}$ , т.е. теоретические зависимости коэффициентов Пуассона от износа при растяжении при  $\varphi_1 = 0^0$  и  $\varphi_2 = 90^0$  имеют противоположный характер.

Из условия существования упругого потенциала [9-11],

$$E_{u0} \mu_{u0y} = E_{uy} \mu_{uy0}$$

следует:

$$E_{H0} \mu_{H0y} \left( 1 - \frac{\Delta f_y}{f_y} \right) = E_{Hy} \mu_{Hy0} \left( 1 - \frac{\Delta f_0}{f_0} \right). \quad (23)$$

Т.е. инвариантность сохраняется при условии

$$\frac{\Delta f_y}{f_y} = \frac{\Delta f_0}{f_0},$$

но при этом

$$\mu_{u0y} = \mu_{H0y} \text{ и } \mu_{uy0} = \mu_{Hy0}. \quad (24)$$

Рассчитанные по (19) и (22) теоретические значения коэффициентов  $\mu$  и полученные экспериментальным путем представлены на рис. 3.

Сравнение теории с экспериментом показывает удовлетворительную сходимость для  $\mu_{u0y}$  на всем диапазоне и расхождение для  $\mu_{u0y}$  при больших износах (замеренная максимальная погрешность равна 15,2%).

Следует отметить, что все экспериментальные данные получены на автоматизированном трибологическом комплексе ТК-1, созданном в НИЛ кафедры 207 Харьковского университета Воздушных Сил Украины им. И. Кожедуба [14, 15].

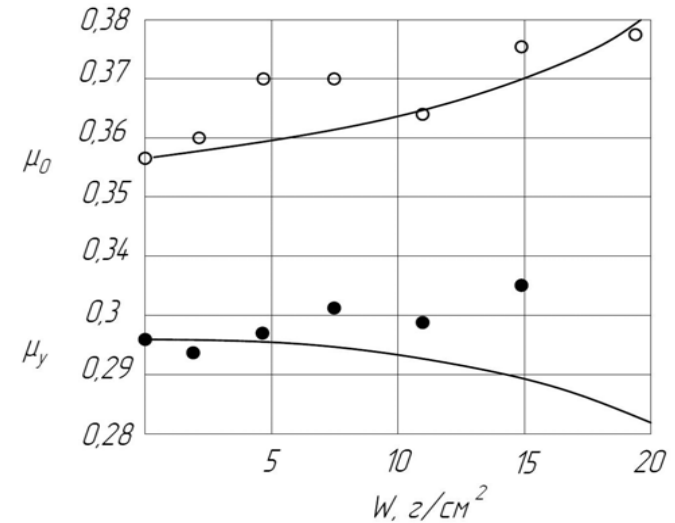


Рис. 3. Зависимость  $\mu_0, \mu_y = f(W)$  для стали 40Х

#### Выводы по работе:

- авторам удалось получить закономерности изменения модуля упругости первого рода  $E_u$ , пределов прочности  $\sigma_b$  и  $\tau_b$ , коэффициента Пуассона  $\mu$  в процессе абразивного изнашивания зубчатых пар, что позволяет уточнить расчетную базу для зубчатых передач, работающих в условиях абразивного изнашивания (эрозии);

- зная закономерности изменения физико-механических характеристик КМ во времени, появляется возможность прогнозировать ресурс зубчатых передач (в том числе остаточный ресурс) в процессе эксплуатации (в условиях абразивного изнашивания).

**Список литературы:** 1. Ханин М.В. Механическое изнашивание материалов. – М.: Изд. стандартов, 1984. – 152с. 2. Дрозд С.Г. Контактное взаимодействие феррических пар трения с учетом накопленных повреждений и изменения физико-механических свойств в поверхностном слое // Трение и износ. – 1996. – Том 17, №2. – С.163–167. 3. Алексеев Н.М. Новое о структурных особенностях изнашивания твердых тел // Трение и износ. – 1989. – Том 10, №2. – С.197–205. 4. Вольтера В. Математическая теория борьбы за существование. – М.: Наука, 1976. – 362с. 5. Николис Г., Пригожин И. Познание сложного. – М.: Мир, 1990. – 342с. 6. Гиндин И.А. Неклюдов И.М. Физика программного упрочнения. – К.: Наукова думка, 1978. – 182с. 7. Хакен Г. Синергетика. Иерархия неустойчивости в самоорганизующихся системах и устройствах. – М.: Мир, 1985. – 297с. 8. Канарчук В. Е. Адаптация материалов к динамическим воздействиям. – К.: Наукова думка, 1986. – 263с. 9. Циглер Г. Экстремальные принципы термодинамики необратимых процессов и механика сплошной среды. – М.: Мир, 1966. – 136с. 10. Лившиц Н.А., Пугачев В.Н. Вероятностный анализ систем автоматического управления. – М.: Сов. радио, 1963. – 896с. 11. Ландау Л.Д., Ахиезер А.И., Лифшиц Е.Н. Курс общей физики // Механика и молекулярная физика. – М.:

Наука, 1969. – 934с. **12.** Поверхностная прочность материалов при трении / Под ред. *Б.И. Костецкого*. – К.: Техніка, 1981, – 387с. **13.** *Любарский И.М., Палатник Л.С.* Металлофизика трения. – М.: Наука, 1976. – 754с. **14.** *Буше Н.А., Копытько В.В.* Совместимость трущихся поверхностей. – М.: Машиностроение, 1981. – 363с. **15.** *Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С.* Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 384с.

*Поступила в редколлегию 16.04.08*

УДК 622.232.72-8

**В.А. ДЕЙНИЧЕНКО**, канд. техн. наук, институт «Донгипроуглемаш»  
**В.С. ВОСКРЕСЕНСКИЙ**, инженер, институт «Донгипроуглемаш»  
**М.С. ВАСИЛЕНКО**, инженер, институт «Донгипроуглемаш»

### **ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЦЕВОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ ДВИЖИТЕЛЕЙ УГОЛЬНЫХ КОМБАЙНОВ**

Розглядається проблема поліпшення зносостійкості цевочних коліс із малим числом зубців з використанням узагальненої теорії. Наведені результати й рекомендації із проектування цевочних коліс із малим числом зубців.

The durability increase problem of small cog numbered pinwheels with use of the generalized theory is considered. Results and recommendations on small cog numbered pinwheels designing are resulted.

**Постановка проблемы.** В настоящее время, в связи с повышением требований к ресурсу и долговечности систем подачи очистных комбайнов, применение существующих методик для расчета цевочных передач не отвечает всем требованиям к качеству зацепления. Поэтому исследования в области цевочных передач требуют усовершенствования.

**Цель статьи:** создание передач с экстремальными числами зубьев систем подачи очистных комбайнов.

В качестве привода подачи современных очистных комбайнов широко используются бесцепные системы подачи (БСП) на базе цевочного зацепления.

В очистных комбайнах института «Донгипроуглемаш», в основном, применяются трехэлементные движители (приводное колесо – промежуточное колесо – цевочная рейка).

Особенностью работы движителя является эксплуатация цевочных передач без смазки (открытая передача) в среде угольной и породной массы.

В оценке работоспособности движителей бесцепных систем подачи большое значение имеет качество зацепления «колесо-рейка», т.к. важно обеспечить плавность хода комбайна и минимальные радиальные усилия в

зацеплении. Эти параметры могут в конечном итоге влиять на положение комбайна в пространстве и, следовательно, смещать исполнительный орган. Также критерием оценки является минимальный износ элементов движителя и исключение кромочного контакта вершины зуба колеса с цевкой при выходе из зацепления [1]. Основным способом создания геометрии цевочного зацепления можно считать методику [2], но в ней рассмотрено зацепление колеса с рейкой шагом 100 мм. В то же время в угольной промышленности находят применение конвейеры с шагом рейки 126 мм. При переходе на работу с рейкой 126 мм и сохранении габаритов подающей части число зубьев цевочной передачи приходится принимать  $z=6-8$ . Таким образом, в первую очередь необходимо получить эвольвентный профиль зуба промежуточного колеса ( $z=8$ ), контактирующего с цевочной рейкой, используя теорию эвольвентного зацепления (ГОСТ 16532-70). Причем шаг по основной окружности промежуточного колеса должен совпадать с шагом цевочной рейки (в данном случае 126 мм). Однако получить такое колесо, чтобы оно удовлетворяло всем требованиям к качеству зацепления с рейкой и с приводным цевочным колесом, не удалось. Поэтому главным конструктором проекта Корольчуком А.Н. было принято решение об использовании блока шестерен, состоящего из колеса, зацепляющегося с рейкой, и пары эвольвентных колес с модулем порядка 40 мм (рис. 1). Изготовление таких колес производится на станках с ЧПУ.

При этом необходимо было решать задачи по созданию двух зацеплений: цевочное колесо-рейка, ведущая шестерня-колесо.

Достоинство движителей, построенных на обычном эвольвентно-цевочном зацеплении, состоит в том, что они обеспечивают стабильный характер скорости, но при этом работают в условиях кромочного контакта в паре «колесо-рейка», который снижает ресурс этих движителей [3]. Это было подтверждено кинематическим моделированием в пакете visualNastran 4D и MSC.ADAMS. Устранение кромочного контакта производится путем модификации головки зуба цевочного колеса.

Из-за конструктивных особенностей на очистных комбайнах в блоке движителя применяются колеса с минимальным числом зубьев пары  $z=7-9$ . Так как в литературе отсутствуют какие-либо рекомендации для выбора параметров таких пар, в институте ГП «Донгипроуглемаш» была попытка использования обычной эвольвентной теории. Спроектированная пара колес  $z_1=6, z_2=8$  при испытаниях на шахте показала плохие результаты – было добыто 150 тыс. тонн угля, после чего она вышла из строя. Причиной этого стал большой износ контактирующих поверхностей. При эксплуатации указанной пары был отмечен высокий нагрев зубчатой передачи (до  $80^\circ$ ).

Поэтому было принято решение применять далее пару колес  $z_1=6, z_2=8$ , полученную с помощью теории обобщенных параметров, так как улучшить качественные показатели традиционными методами не представлялось воз-

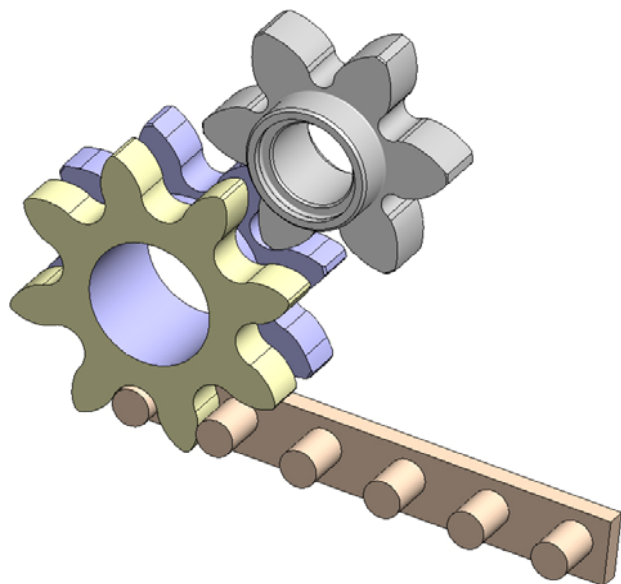


Рис. 1. Общий вид трехэлементного движителя с блоком шестерен

можным. Для получения нового профиля использовалась теория обобщенных параметров, изложенная в литературе [4]. На рис. 2 показана область существования эвольвентного зацепления.

Вне этой области может существовать отдельное зубчатое колесо, но не существует зубчатого зацепления. Область существования ограничена изолиниями  $\varepsilon=1.0$ ,  $\alpha_{p1}=0$ ,  $\alpha_{p2}=0$ . Геометрическое место касания изолиний  $\alpha_w=\text{const}$  и  $\varepsilon=\text{const}$ , представлено линией Qq. На этой линии принятому углу зацепления  $\alpha_w$  соответствует максимальный коэффициент перекрытия  $\varepsilon$ , и наоборот – принятому коэффициенту перекрытия  $\varepsilon$  соответствует максимальный угол зацепления  $\alpha_w$ .

Чтобы получить перекрытие  $\varepsilon>1.05$  и вписаться в заданное межосевое расстояние в паре  $z_1=6$ ,  $z_2=8$  пришлось уменьшить угол исходного профиля до 12 градусов. На рис. 3 показана область существования эвольвентного зацепления при числах зубьев  $z_1=6$ ,  $z_2=8$  с изолиниями перекрытия и межосевого расстояния.

Координаты точки пересечения ( $\vartheta_1 = 51.09$ ,  $\vartheta_2 = 45.76$ ) этих изолиний являются исходными данными для получения геометрии двух колес. Получившиеся колеса имеют следующие параметры:  $z_1=6$ ,  $z_2=8$ ;  $x_1=1,428$ ,  $x_2=0,273$ ;  $D_{a1}=367$ ,  $D_{a2}=432$ .

Указанная пара колес  $z=6-8$  была изготовлена и эксплуатировалась на шахте в тех же условиях, что и предыдущая.

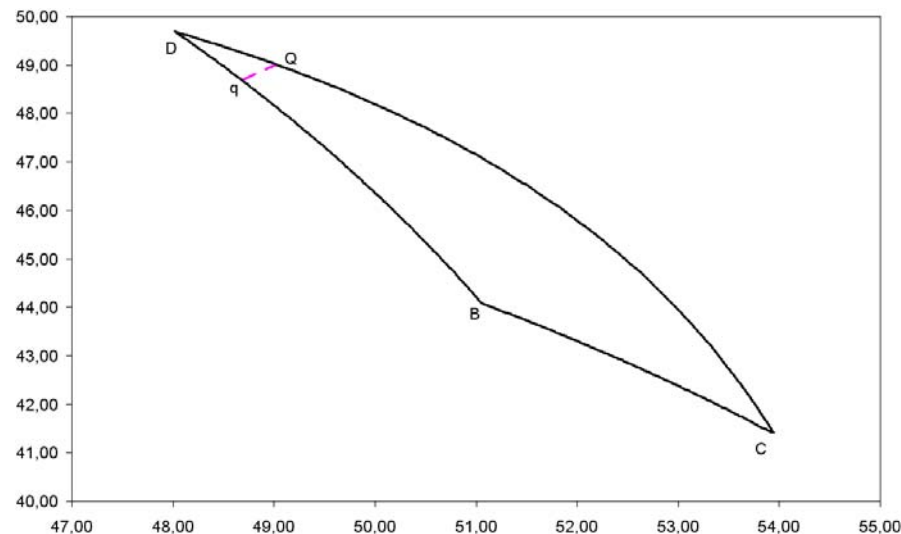


Рис. 2. Общий вид области существования эвольвентного зацепления  $z_1=6$ ,  $z_2=8$

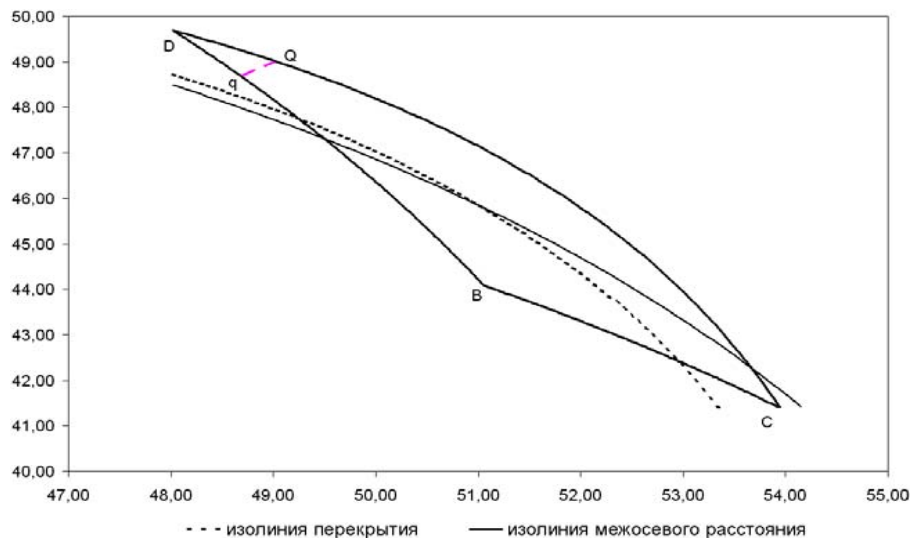


Рис. 3. Область существования эвольвентного зацепления для  $z_1=6$  и  $z_2=8$

Комбайном с помощью этой пары на шахте было добыто 450 тыс. тонн угля. Учитывая гарантийную наработку в 1 млн. тонн угля, результаты экс-

плуатации были признаны удовлетворительными. Температура колес при эксплуатации значительно снизилась.

Однако при испытаниях было установлено, что выход из строя этих колес произошел в результате катастрофического заедания и износа рабочих поверхностей.

**Выводы и рекомендации.** В результате использования описанной выше методики конструирования цевочных колес с использованием эвольвентной теории стало возможным:

- получение цевочных колес с малым числом зубьев ( $z=6\div 8$ );
- вписывание новых цевочных колес в существующие межосевые расстояния, что позволяет применять очистные комбайны на цевочных рейках с различным шагом без переделки систем подачи;
- получение достаточной плавности линейной скорости очистного комбайна;
- устранение кромочного контакта в зацеплении, что приводит к повышению ресурса движителей;
- уменьшение износа в зацеплении;
- снижение максимальных распорных усилий в паре «колесо-рейка», что позволяет снизить нагрузки на узлы системы подачи очистного комбайна.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на создание передач с использованием способов исключения причин заедания (напр., применения фланкирования и др.).

Все вышесказанное является актуальным для создания цевочных колес движителей существующих очистных комбайнов, которые планируется использовать в комплексе с рейками различного шага (100, 108, 125, 126 мм) без значительных изменений корпусных и сопряженных деталей.

**Список литературы:** 1. Дейниченко В.А., Воскресенский В.С. и др. К вопросу проектирования цевочных бесцепных систем подачи очистных комбайнов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія "Гірничо-електромеханічна". – Вип. 99. – Донецьк: ДоНТУ, 2005. – 318с. 2. КД 12.10.024-99. Изделия угольного машиностроения. Бесцепные системы подачи. Методика расчета параметров движителей. 3. Гавриленко В.А. Геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Mashgiz, 1949. – 399с. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с.

*Поступила в редколлегию 18.04.08*

УДК 621.833

**В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ**, докт. техн. наук, ЗАО "НКМЗ",  
**Г.С. СУКОВ**, генеральный директор "ЗАО "НКМЗ",  
**А.И. ВОЛОШИН**, главный инженер ЗАО "НКМЗ"

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КПД РЕДУКТОРА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ**

Отримано експериментальні залежності ККД редуктора із проміжними тілами качення від частоти обертання вхідного вала, при різних навантаженнях прикладених до вихідного вала.

Experimental dependences of efficiency of a gearbox with intermediate bodies of a rolling from a rotational speed of the input shaft are received at various loadings affixed to an output shaft.

Редукторы являются неотъемлемой частью большинства машин и оборудования, они преобразуют кинематические и силовые параметры вращения к заданным значениям. Наличие высших кинематических пар в зацеплении обеспечивает наиболее высокие потребительские характеристики редукторов, определяют их уникальные возможности адаптации к различным механическим системам и условиям эксплуатации. Изыскание эффективных направлений снижения габаритов и массы редукторов, удовлетворения возрастающих требований к долговечности, надежности, несущей способности, приводит к более совершенным конструктивным решениям, основанным на многопоточной передаче крутящих моментов, например, за счет планетарности, использовании гибких звеньев и др.

В ЗАО «НКМЗ» разработан ряд оригинальных конструкций передач с промежуточными телами качения, позволивших в значительной мере снизить габариты и материалоемкость редукторов, существенно повысить их нагрузочную способность [1-4]. Для практической реализации перспективных разработок необходима объективная оценка их потребительских характеристик.

КПД представляет универсальный критерий технической оценки любого механизма, характеризует принцип действия, наукоёмкость, уровень техники и технологии. Потери в передачах с промежуточными телами качения представляют многофакторные зависимости, что осложняет их расчёт. Поэтому КПД подобных передач принято определять экспериментально [5].

Техническая характеристика опытного редуктора с промежуточными телами качения ПК-165 приведена в таблице. Экспериментальные исследования редуктора ПК-165 проводились на стенде с разомкнутым силовым контуром (рис. 1). В качестве нагружающего устройства использовался порошковый тормоз ТЭП250-У.

Крутящие моменты измерялись методом тензометрии через фольговые тензорезисторы 2ФКПА, установленные на входном и выходном валах испытуемого редуктора, с помощью комплекта тензометрической аппаратуры [6].

Результаты тензометрии дублировались замерами тока якоря электродвигателя и порошкового тормоза.

Таблица.

Техническая характеристика редуктора ПК-165

Наименование параметров	Значения параметров	
	I ступени	II ступени
Число зубьев на сателлите	24	10
Число зубьев на центральном колесе	25	10
Число роликов	25	10
Передаточное число	24	1
Диаметр роликов, мм	14	25
Радиус образующей зубьев сателлита, мм	7,25	14,2
Радиус образующей зуб. центр. колеса, мм	7,25	14,2
Диаметр центров образующих зуб. сателлита, мм	158,68	130
Диаметр центров образующих зуб. центр. кол., мм	164,65	130
Диаметр вершин зубьев сателлита, мм	157,5	126
Диаметр вершин зубьев центрального колеса, мм	164	134
Ширина зубчатых венцов, мм	65	40
Эксцентриситет установки сателлита, мм	3,3	
Передаточное число редуктора	24	
Максимальный крутящий м. на выходном валу, Нм	1600	
Номинальный крутящий м. на выходном валу, Нм	1000	
Нагрузка редуктора	реверсивная	
Габаритные размеры редуктора, мм	525×230×280	
Масса редуктора, кг	64	
Мощность электродвигателя на стенде (рис. 2), кВт	4,8	
Частота вращения электродвигателя, об/мин	0÷1500	
Смазка редуктора	жидкая, циркуляционная	
Рекомендуемый сорт масла	МС-20, МК-22	
Объем масла, заливаемого в редуктор, дм <sup>3</sup>	1,25	

В результате тарировки измерительных систем получены коэффициенты тензометрии входного и выходного валов, соответственно,  $\beta_1 = 0,765$  Нм/мм и  $\beta_2 = 14,2$  Нм/мм, т.е. отклонению луча осциллографа 1 мм на осциллограмме соответствует крутящий момент на входном валу опытного редуктора 0,765 Нм и 14,2 Нм – на выходном валу (рис. 2).

Исследование КПД редуктора ПК-165 проведено на частотах вращения электродвигателя  $n_1 = \{100, 200, \dots, 1600\}$  об/мин и при крутящих моментах на выходном валу редуктора  $T_2 = \{50; 100; 200; \dots; 1600\}$  Нм.

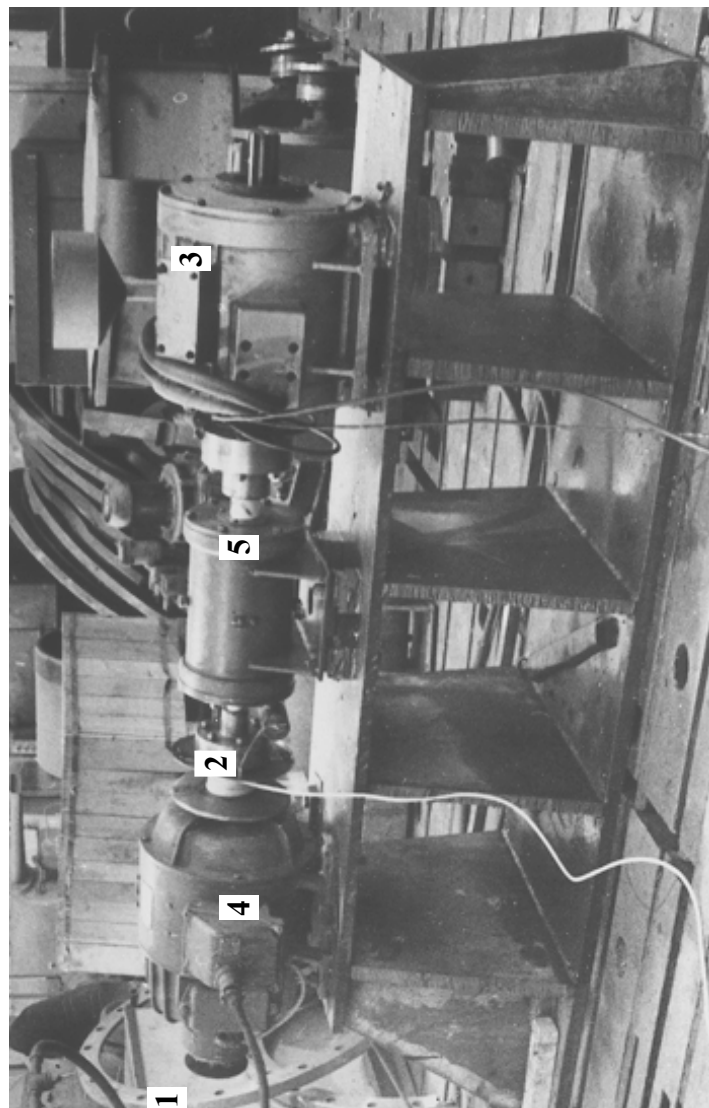


Рис. 1. Стенд с разомкнутым силовым контуром для экспериментальных исследований редуктора ПК-165:

1 – электродвигатель постоянного тока; 2 – редуктор ПК-165;  
3 – тормоз порошковый; 4, 5 – муфты втулочно-пальцевые

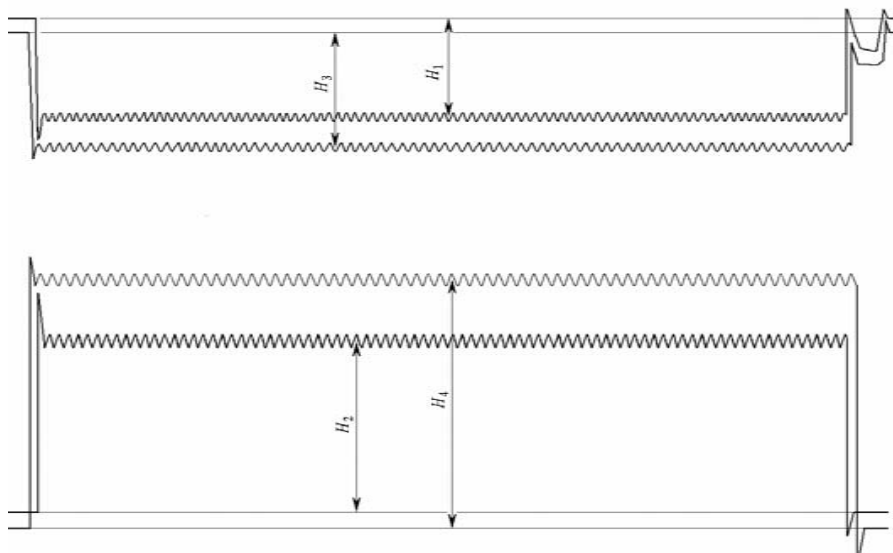


Рис. 2. Фрагмент осциллограммы соответствующий крутящему моменту на выходном валу редуктора  $T_2 = 800$  Нм и частоте вращения

входного вала редуктора  $n_1 = 500$  об/мин :

$H_1, H_2$  – результаты тензометрии, соответствующие деформациям кручения входного и выходного валов редуктора;

$H_3, H_4$  – данные измерений тока якоря электродвигателя и тока порошкового тормоза

На рис. 3 и рис. 4 представлены результаты экспериментальных исследований КПД редуктора с промежуточными телами качения ПК–165 в зависимости от частоты вращения входного вала  $n_1$ , т.е.  $\eta_n$  и от крутящего момента  $T_2$  на выходном валу редуктора,  $\eta_T$ . Причем,  $\eta_k$  – результаты получены с помощью тензометрии деформаций кручения соответственно входного и выходного валов опытного редуктора;  $\eta_t$  – результаты получены на основании измерений тока якоря электродвигателя и тока порошкового тормоза;  $\eta$  – среднее арифметическое значение КПД редуктора, установленное посредством тензометрии деформаций валов и замеров тока якоря и тормоза.

Теоретические исследования энергетических потерь и КПД для передач с промежуточными телами качения представлены в работе [7].

**Выводы.** При номинальных значениях крутящего момента наименьшие значения КПД редуктора приобретает при минимальной частоте вращения  $n_{1\min} = 50$  об/мин:  $\eta_{n\min} = 0,964$ , а максимальные при  $n_1 \approx 800$  об/мин:  $\eta_{n\max} = 0,972$ . Дальнейшее повышение частоты вращения  $n_1$  вызывает некоторое падение КПД опытного редуктора и при  $n_{1\max} = 1600$  об/мин :  $\eta_n = 0,965$ .

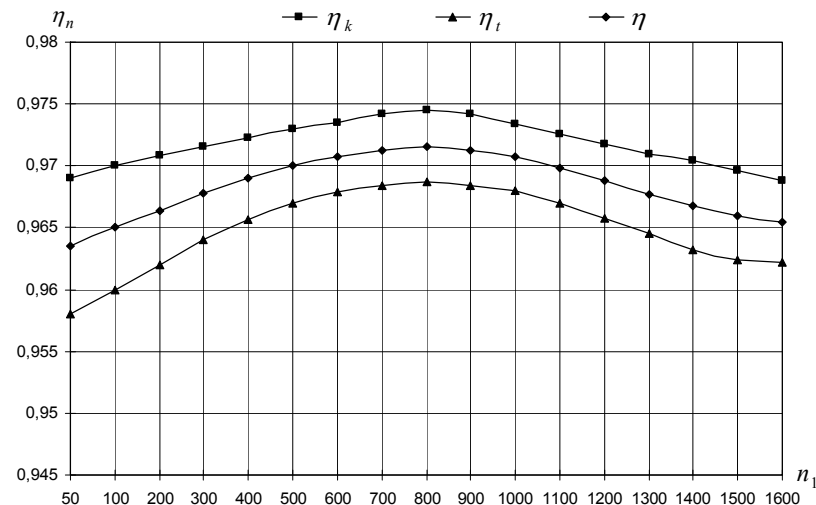


Рис. 3. Зависимость КПД редуктора ПК-165 от частоты вращения входного вала  $n_1$ , при  $T_2 = 1000$  Нм

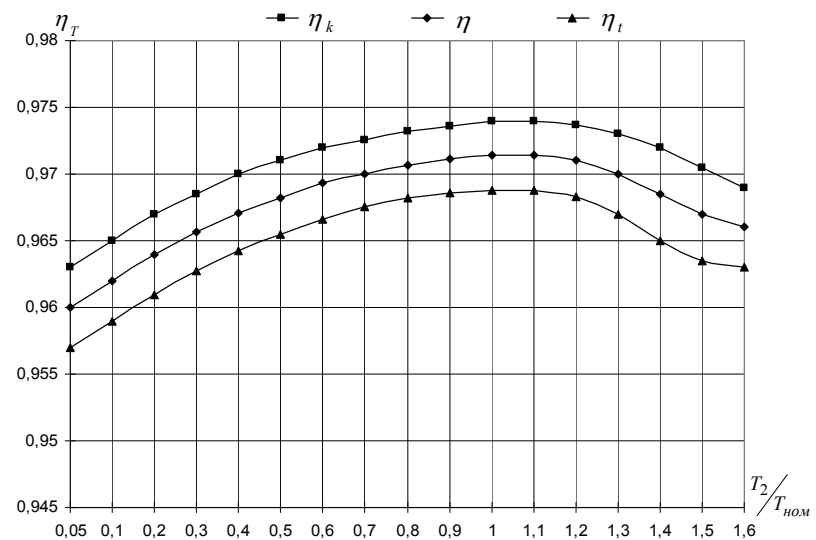


Рис. 4. Зависимость КПД редуктора ПК-165 от крутящего момента  $T_2$  на выходном валу редуктора, при  $n_1 = 800$  об/мин

При  $n_1 = 800$  об/мин, минимальные значения КПД редуктора приобретает при малых нагрузках  $T_2 = 50$  Нм:  $\eta_{T_{\min}} = 0,96$ , а максимальные  $\eta_{T_{\max}} = 0,971$  при нагрузках близких к номинальным:  $T_2 = (1,0 \dots 1,1)$  кНм. С увеличением нагрузки КПД редуктора снижается и при максимальной нагрузке  $T_2 = 1,6$  кНм он принимает следующее значение:  $\eta_T = 0,966$ .

Как показали экспериментальные исследования, изменения частоты вращения входного вала  $n_1$  и величины нагрузочных моментов  $M_2$  оказывают незначительное влияние на КПД редукторов с промежуточными телами качения. При изменении частоты вращения  $n_1$  в пределах [50...1600] об/мин отклонения КПД испытуемого редуктора не превышают:  $\Delta\eta_n = 0,8\%$ . С изменением нагрузки [50...1600] Нм, ( $n_1 = \text{const}$ ), отклонения КПД редуктора относительно  $\eta_{T_{\max}}$  не превышает:  $\Delta\eta_T = 1,1\%$ . Некоторый рост КПД испытуемого редуктора с увеличением  $n_1$  до  $n_1 \approx 800$  об/мин, можно объяснить снижением коэффициента трения в зацеплении. Снижение КПД при дальнейшем увеличении  $n_1$ , вызвано ростом абсолютных энергетических потерь на перемешивание смазки.

С увеличением нагрузки влияние потерь от перемешивания смазки снижается, что способствует некоторому росту КПД. Дальнейшее увеличение нагрузки ( $T_2 > T_{2\text{ном}}$ ) приводит к снижению КПД опытного редуктора, что связано с ростом потерь в зацеплении при увеличении нагрузки, связанных с повышением радиальных деформаций упругих тел качения.

**Список литературы:** 1. А.с. 1534231 СССР, МКИ F16H1/24. Зубчатая роликотая передача / В.Н. Стрельников (СССР). – №4408547/25-28; Заявл. 11.04.88; Опубл. 7.01.90, Бюл. №1. – 3с. 2. А.с. 1542173 СССР, МКИ F16 H 1/32. Редуктор планетарный / В.Н. Стрельников (СССР). – №4242025/25-28; Заявл. 11.05.87; Зарегистр. в Гос. реестре изобр. СССР 08.10.89. – 7с. 3. А.с. 1580093 СССР, МКИ F16H1/32. Планетарная передача / В.Н. Стрельников (СССР). – №4404004/25-28; Заявл. 5.04.88; Опубл. 23.07.90, Бюл. №27. – 4с. 4. А.с. 1634876 СССР, МКИ F16 H 1/32. Планетарный редуктор / В.Н. Стрельников (СССР). – № 4448015/28; Заявлено 24.06.88; Опубл. 15.03.91, Бюл. №10. – 6с. 5. Планетарные передачи. Справочник / Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535с. 6. Тензометрия в машиностроении: Справочное пособие / Под ред. Р.А. Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 287с. 7. Стрельников В. Н. Определение энергетических потерь в передачах с упругими звеньями // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. тр. – Донецк: ДГТУ, 2004. – Вып. 28. – С.146–156.

Поступила в редколлегию 19.04.08

УДК 621.833.1

**Н.Л. УТУТОВ**, д-р техн. наук, ВНУ им. В.Даля,  
**А.П. КАРПОВ**, канд. техн. наук, ВНУ им. В.Даля

### КРИТИЧЕСКАЯ ЧАСТОТА И АМПЛИТУДА ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛА С КОСОСИММЕТРИЧНЫМИ НЕКРУГЛЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

Розглянуто частоти й амплітуди згинних коливань ведучого вала з кососиметричним некруглим зубчастим колесом. Установлено, що сумарні частоти й амплітуди згинних коливань у цьому випадку не збігаються і не кратні власним частотам, а піки максимальних значень розділені некротними періодами (кутами повороту колеса).

The frequencies and amplitudes of bend fluctuations of the conducting shaft with skew symmetric non-circular gear wheel have been examined. There has been concluded that the total frequencies and amplitudes of bend fluctuations in this case do not coincide and are not multiple to own frequencies, and the peaks of the maximal meanings are divide by the non-multiple periods (by angles of turn of a wheel).

С точки зрения теории колебаний зубчатые передачи представляют собой систему с распределенными параметрами и имеют большое количество собственных частот колебаний. Следовательно, практически на всех режимах работа зубчатого зацепления сопровождается возникновением колебаний на резонансных частотах. Конструктивных решений в борьбе с вибрациями и шумом известно достаточно много. Более широким спектром гашения колебаний в зубчатом редукторе является такая его конструкция, в которой кроме постоянных собственных колебаний в редукторе имеется хотя бы одна зубчатая передача, создающая дополнительные низкочастотные колебания по определенному закону за один полный оборот ведущего колеса этой передачи [1].

Рассмотрим частоты изгибных колебаний ведущего вала с кососимметричным некруглым колесом массой  $m$  и радиусом центроиды  $r_1$  без учета массы самого вала.

Радиус центроиды ведущего кососимметричного некруглого колеса [1]

$$r_1 = r + \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}, \quad (1)$$

где  $r$  – средний радиус центроиды,  $B$  – постоянный коэффициент,  $j_1$  – количество максимальных значений радиуса центроиды,  $\varphi_1$  – угол поворота ведущего некруглого колеса.

Под влиянием силы тяжести  $G$  центр тяжести колеса смещается относительно его геометрической оси вращения на величину эксцентриситета  $e$ . При равномерном вращении вала с колесом возникает центробежная сила



$$F_y = m\omega_1^2 e, \quad (2)$$

где  $m$  – масса некруглого колеса,

$$m = \frac{G}{g}; \quad (3)$$

$G$  – сила тяжести,  $g$  – ускорение свободного падения;  $\omega_1$  – угловая скорость вращения вала, она же – собственная частота изгибных колебаний вала  $\omega_c$  [2],

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{y_{cm}}}; \quad (4)$$

$y_{cm}$  – статический прогиб вала от действия силы тяжести  $G$ .

При симметричном расположении колеса относительно опор [2]

$$y_{cm} = \frac{F_y \ell^3}{48 \cdot EI}, \quad (5)$$

где  $F_y$  – радиальная сила, действующая на колесо;  $\ell$  – расстояние между опорами;  $E$  – модуль упругости материала вала;  $I$  – момент инерции сечения вала под колесом.

Рекомендуется [2, 3] приближенно принимать для валов с цилиндрическими зубчатыми колесами

$$y_{cm} \approx 0,01 \cdot m_1, \quad (6)$$

где  $m_1$  – модуль передачи.

При постоянном крутящем моменте  $T_1$  на ведущем некруглом колесе силы в зацеплении с учетом (1) будут: окружная

$$F_{in} = \frac{T[2 + \cos(j_1 \varphi_1)]}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}; \quad (7)$$

радиальная

$$F_{rn} = F_{in} \operatorname{tg} \alpha, \quad (8)$$

где  $\alpha$  – угол профиля зуба;  
осевая

$$F_{an} = F_{in} \operatorname{tg} \beta. \quad (9)$$

При горизонтальном расположении осей вращения ведущего и ведомого некруглых колес радиальная сила  $F_{rn}$  и осевая  $F_{an}$  вместе образуют вынужденную возмущающую силу в зацеплении

$$F_3 = \sqrt{F_{rn}^2 + F_{an}^2} = \frac{T_1 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}. \quad (10)$$

Так как смещение центра масс в некруглом колесе, как и в круглом (первоначально сбалансированном по массе) в результате сборки и последующего износа системы определить трудно, то принимаем наихудший случай, когда силы в зацеплении имеют максимальное значение и центр масс ведущего колеса смещен на величину эксцентриситета  $e$ .

При постоянной угловой скорости  $\omega_1$  вращения ведущего кососимметричного некруглого колеса суммарная сила, вызывающая колебания с учетом значений (2) и (5) равна

$$F_\Sigma = F_y + F_3 = m\omega_c^2 e + \frac{T_1 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}. \quad (11)$$

С учетом (11) круговая частота колебаний ведущего вала с некруглым кососимметричным колесом, расположенным на одинаковом расстоянии от опор

$$\omega_3 = \frac{\sqrt{48 \cdot gEI r_1}}{T_1 l^3 \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}} = \frac{\sqrt{48 \cdot gEI \{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}}}{T_1 l^3 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}, \quad (12)$$

где  $I$  – момент инерции сечения вала,  $I = \pi d^4 / 64$ .

Для определения амплитуды вынужденных колебаний воспользуемся зависимостью [2] для системы (вал с насаженными деталями) с одной степенью свободы, приняв  $F_6 = F_3$ , заменив  $\omega_{61}$  на  $\varphi_1$  и разложив силу  $F_3$  по осям координат  $X$  и  $Y$  (рис. 1), запишем амплитуды

$$y_X = \frac{\sin \varphi_1}{\omega_c^2 + \omega_6^2} \left( e\omega_c^2 + \frac{T_1 \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}{m} \right) \frac{u_n r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}; \quad (13)$$

$$y_Y = \frac{\cos \varphi_1}{\omega_c^2 + \omega_6^2} \left( e\omega_c^2 + \frac{T_1 \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}{m} \right) \frac{u_n r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)}{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}. \quad (14)$$

Значения (13) и (14) могут быть использованы для исследования характера изменения амплитуд изгибных колебаний валов с некруглыми кососимметричными колесами во взаимно перпендикулярных плоскостях.

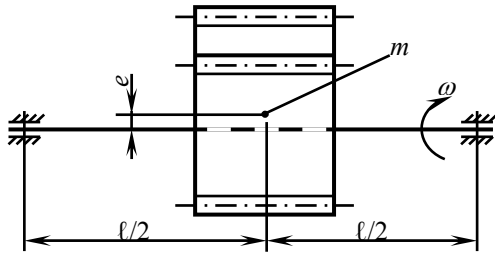


Рис. 1. Схема вала с некруглым колесом

Амплитуда прогибов вала от действия сил в зацеплении при симметричном расположении колеса относительно опор

$$y_3 = \frac{F_3 l^3}{48 \cdot EI} = \frac{T_1 l^3 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}{48 \cdot EI \{r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}} \quad (15)$$

Суммарная амплитуда изгибных колебаний рассматриваемого вала с учетом (9)

$$y_\Sigma = \frac{F_\Sigma l^3}{48 \cdot EI} = m \omega_c^2 e + \frac{T_1 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}{r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)} \quad (16)$$

Суммарную частоту изгибных колебаний ведущего вала определяем аналогично (12)

$$\omega_\Sigma = \sqrt{\frac{48 \cdot EI g \{r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}}{m \omega_c^2 e \{r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}} + T_1 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}} \quad (17)$$

Из выражений (16) и (17) видно, что суммарная амплитуда и частота изгибных колебаний ведущего вала с кососимметричным некруглым колесом непрерывно меняются в течение полного оборота вала и зависят от углов его поворота. В этом случае отсутствуют условия для наступления резонанса колебаний, так как частоты собственных и вынужденных колебаний не совпадают и не являются кратными одна другой.

По формулам (4), (12) и (15), а также (16) и (17) проведены вычисления и построены графики (рис. 2) и (рис. 3) для значений:  $r=40$  мм;  $B=11,6788$  мм;  $j_1=2$ ;  $l=295$  мм;  $T=38$  Н·м;  $\alpha=20^\circ$ ;  $\beta=0^\circ$ ;  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $E=2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $e=0,0002 \cdot l=0,059$  мм.

Принимаем модуль  $m_n=2,0$  мм, статический прогиб вала

$$y_{cm} = 0,01 \cdot m_n = 0,02 \text{ мм}.$$

По (4) собственная частота изгибных колебаний

$$\omega_c = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 10^3}{0,01}} = 990,45 \text{ с}^{-1}.$$

Из графиков (см. рис. 2 и рис. 3) видно, что амплитуды прогибов вала от сил в зацеплении и суммарные амплитуды изгибных колебаний переменные за полный оборот ведущего колеса, при этом пики максимальных значений суммарных амплитуд разделены неравными периодами. Максимальные значения амплитуд суммарных изгибных колебаний в 18 раз превышают минимальные. На двух участках из трех углов поворота колеса амплитуды от сил в зацеплении и суммарные совпадают по фазе (см. рис. 2).

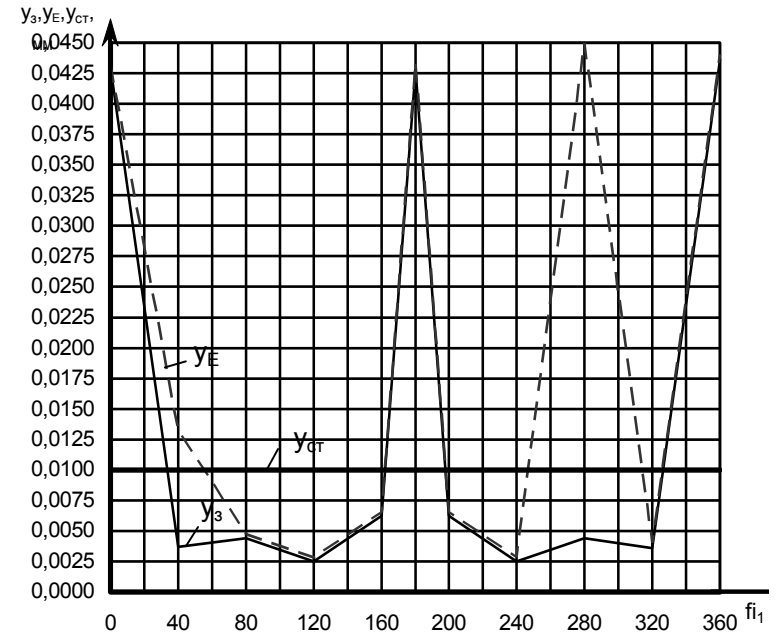


Рис. 2. Амплитуды изгибных колебаний вала с кососимметричным некруглым зубчатым колесом:  $y_3$  – амплитуда от сил в зацеплении,  $y_\Sigma$  – суммарная амплитуда колебаний,  $y_{ст}$  – статический прогиб вала

Анализ уравнений (12)-(17) показывает, что критическая скорость вращения вала с некруглым колесом переменная за один его оборот, величина ее изменения характеризуется показателем  $B$ . При этом установлено, что в передаче некруглыми зубчатыми колесами зубцовая частота  $f_z$  вынужденных ко-

лебаний является переменной величиной, не совпадает и не кратна собственной частоте  $f_c$  колебаний.

Частоты изгибных колебаний вала от сил в зацеплении и суммарные совпадают по фазе (рис. 3), но отличаются по величине: при максимальных значениях частоты суммарных колебаний в 16,4 раза превышают частоты от сил в зацеплении и в 1,6 раза частоту собственных колебаний.

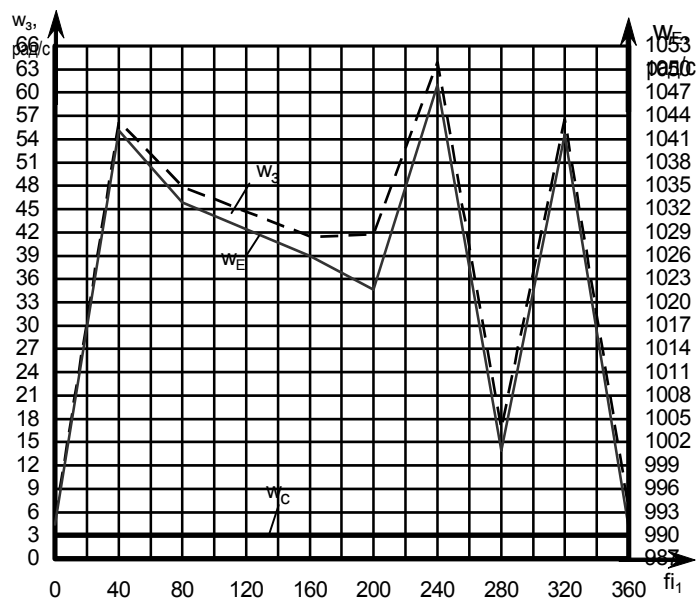


Рис. 3. Частоты изгибных колебаний вала с кососимметричным некруглым зубчатым колесом:  $\omega_3$  – от сил в зацеплении,  $\omega_2$  – суммарные,  $\omega_c$  – собственные

При этом гармоники частот имеют некрратные отличающиеся по величине периоды за один полный оборот ведущего колеса. Следовательно, суммарные частоты изгибных колебаний вала с кососимметричными колесами не могут сложиться или быть кратными собственным частотам. Таким образом, использование кососимметричной функции передаточного отношения расширяет функциональные возможности применения передач некруглыми зубчатыми колесами для борьбы с резонансными колебаниями.

**Список литературы:** 1. А.С. 815352 СССР Мкл. F16N 1/02. Зубчатая передача // *Н.Л. Утатов*. – Опубл. в Б.И., 1981, №11. 2. *Иванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высш.шк., 1991. – 383с. 3. *Юдин Е.Я., Борисов Л.А., Горенштейн И.В. и др.* Борьба с шумом на производстве. Справочник. // Под ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400с.

Поступила в редколлегию 20.04.08

УДК 621.01.(833)

**Х.С. САМИДОВ**, докт. техн. наук, проф., зав. кафедрой АзАСУ,  
**Ф.Ф. АГАЕВ**, асп., АзАСУ

## ОПТИМИЗАЦИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИВОДОВ МАШИН ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ДИНАМИЧНОСТИ

Работа посвящена методике оптимизации параметров электромеханических систем, приводов машин, что позволяют создавать машины с наименьшими динамическими свойствами та якнайкращими зменшеннями амплітуд коливань.

This work is devoted to questions of optimization of parameters of electromechanical system of driving gear of machines, allowing to create the machines on less coefficient of dynamics and more damping of vibration.

**Постановка проблемы.** Механизмы и машины с электроприводами относятся к электромеханическим системам. Электромеханическими называют системы, в которых электромагнитные и механические процессы существенным образом связаны между собой. Машины (металлорежущие станки, ткацкие машины, грузоподъемные машины и т.д.), приводимые в движение от электродвигателя являются электромеханическими системами.

Каждая машина может быть приведена к динамической модели, характеризующейся определенным сочетанием параметров. В электромеханических системах к параметрам следует отнести дискретные массы, жесткости, моменты инерции, коэффициенты трения, сопротивления, индуктивности и емкости цепей ротора, статора и другие величины. В проектировании машин конструктор может изменить лишь некоторые параметры  $b_j$  в ограниченном, сравнительно небольшом интервале

$$b_j^* \leq b_j < b_j^{**} \quad (j = 1, 2, \dots, n). \quad (1)$$

Ограничения (1) в пространстве параметров представляют собой  $n$ -мерный параллелепипед, а каждый набор параметров, характеризующий рассматриваемую эквивалентную схему (динамическую модель) машины, расположен внутри указанного параллелепипеда.

Задача оптимизации динамической системы в пространстве параметров состоит в следующем: отыскиваются в области допустимых значений (1) такие значения, чтобы динамический процесс был в определенном смысле оптимальным.

Поэтому исследования, направленные на повышение виброустойчивости машин и позволяющие на стадии проектирования определить такие значения параметров, при реализации которых получается машина с наименьшим коэффициентом динамичности, является актуальной проблемой.

**Анализ литературы.** В настоящее время наука располагает огромным количеством работ, посвященных исследованию и оптимизации разных сторон динамики машин и механизмов. Иными словами, происходит новый этап синтеза науки о динамике машин с теорией оптимальных процессов.

За последние годы в мире развиваются в основном два научных направления в математической теории оптимальных процессов: метод динамического программирования американского ученого Р. Бельмана и теория оптимального управления академика Л.С.Понтрягина [2, 4].

Существует довольно много научных трудов, посвященных методам оптимизации [1-7, 9, 10]. В работе [4] существующие методы оптимизации разбиваются на три большие группы: направленные, случайные и комбинированные. При решении практических задач оптимизации удобно использовать комбинированные методы. Например, в работе [10] предлагается использовать в начале поиска градиентный метод, а вблизи локального экстремума – метод Ньютона.

В оптимизации большую роль играют распространение пакетов программ. Такой пакет состоит из программ нескольких методов оптимизации, каждый из которых приспособлен к некоторому классу задач.

Задачи оптимального проектирования машин многокритериальны. Совершенно очевидно, что чем больше вводится в рассмотрение критериев качества, тем в конечном счете получится более полное представление о проектируемой системе. Современные проблемы методологии решения многокритериальных задач рассмотрены в работах [6, 7, 9].

**Цель статьи.** В настоящей работе для оценки качества переходных процессов, пользуются коэффициентом динамичности. Он представляет собой отношение наибольшего значения момента сил упругости к значению того же момента при статическом приложении нагрузки

$$\lambda = \frac{\max M_{i,i+1}(t)}{M_{i,i+1}(cm)}. \quad (2)$$

Целью настоящей статьи, является разработка инженерной методики, позволяющей определить такие значения параметров электромеханических систем приводов машин при наличии ограничений вида (1), которые обеспечивали бы оптимальность переходного процесса по критерию качества (2).

**Раздел основного материала.** Рассмотрим задачу оптимизации переходных процессов привода машин, в частности, металлорежущих станков, грузоподъемных машин и других. Привод машины состоит из четырехступенчатого редуктора, приводимого от электродвигателя (рис. 1).

При исследовании машин возникает необходимость составления «идеализированный» расчетной схемы – динамической модели реальной машины.

Общим вопросом составления динамической модели машин посвящен ряд работ [1, 6]. Однако рекомендации этих работ не всегда возможно применить непосредственно при расчетах динамических моделей конкретных машин, так как конструкции машин намного отличаются друг от друга, да отличаются и цели исследования. Так, например, при расчете крутильных колебаний в трансмиссиях машин с электроприводом податливость зубчатых передач значительно превосходят податливость валов, имеющих большой диаметр и малую длину, в то время как в дизелях обычно пренебрегают упругой податливостью зубчатых передач, так как она мала по сравнению с податливостью участков коленчатого вала.

В результате расчета и приведения распределенных и сосредоточенных масс движущих деталей к сосредоточенным, а также подсчета изгибно-крутильной податливости деталей и их соединений получена динамическая модель рассматриваемой электромеханической системы привода машины (рис. 2).

Методика приведения масс, моментов инерций, усилий и жесткостей основана на том, что кинетическая  $T$ , потенциальная  $\Pi$  энергия и диссипативная функция  $\Phi$  системы должны остаться без изменения, а работа сил, моментов сил после приведения также должна остаться без изменения.

Выражения для  $T$ ,  $\Pi$  и  $\Phi$  имеют вид:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k a_{ij} \phi_i \phi_j; \quad \Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k c_{ij} \phi_i \phi_j; \quad \Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k \beta_{ij} \dot{\phi}_i \dot{\phi}_j, \quad (3)$$

где  $a_{ij}$ ,  $c_{ij}$ ,  $\beta_{ij}$  – симметричные положительно определенные матрицы, составленные из инерционных, квазиупругих и диссипативных коэффициентов.

Величины масс, моментов инерции, сил, моментов сил и жесткостей, приведенные к ротору электродвигателя, определяются следующими формулами:

$$m_n = \sum_{i=1}^k \left[ m_i \left( \frac{V_i}{V_n} \right)^2 + J_i \left( \frac{\omega_i}{V_n} \right)^2 \right]; \quad (4)$$

$$J_n = \sum_{i=1}^k \left[ m_i \left( \frac{V_i}{\omega_n} \right)^2 + J_i \left( \frac{\omega_i}{\omega_n} \right)^2 \right]; \quad (5)$$

$$P_n = \sum_{i=1}^k \left( P_i \frac{V_i \cos \alpha_i}{V_n} + M_i \frac{\omega_i}{V_n} \right); \quad (6)$$

$$M_n = \sum_{i=1}^k \left( P_i \frac{V_i \cos \alpha_i}{\omega_n} + M_i \frac{\omega_i}{\omega_n} \right); \quad (7)$$

$$c_{inl} = c_{in} \left( \frac{V_i}{V_n} \right)^2; \quad (8)$$

$$\frac{1}{2\omega_3 M_k} \dot{M}_1 + \frac{S_k M_1}{2M_2} = S; \quad (9)$$

$$c_{inl} = c_{i\varphi} \left( \frac{\omega_i}{\omega_n} \right)^2; \quad (10)$$

$$c_{in\varphi} = c_{i\varphi} \left( \frac{\omega_i}{\omega_n} \right)^2, \quad (11)$$

где  $m_n, J_n$  – приведенная масса и приведенный момент инерции;  $m_i, J_i$  – масса и момент инерции  $i$ -го звена;  $V_i, \omega_i$  – линейная и угловая скорости  $i$ -го звена;  $\alpha_i$  – угол, образованной силой  $P_i$  и вектором скорости  $V_i$ ;  $P_i, M_i$  – сила и крутящий момент, действующие на  $i$ -е звенья;  $c_{in}, c_{i\varphi}$  – линейная и угловая жесткости  $i$ -го упругого звена;  $c_{inl}, c_{in\varphi}$  – приведенная линейная и приведенная угловая жесткости.

Уравнения Лагранжа II рода крутильных систем имеют вид

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial n}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_i} = M_i(t) \quad (i=1,2,\dots,k), \quad (12)$$

где  $M_i(t)$  – обобщенный момент.

Подставляя в уравнения Лагранжа (12) выражения (3) получаем в общем виде дифференциальные уравнения движения крутильно-колеблющейся динамической модели машин около состояния устойчивого равновесия

$$\begin{aligned} a_{11}\dot{\varphi}_1 + a_{12}\dot{\varphi}_2 + \dots + a_{1k}\dot{\varphi}_k + C_{11}\varphi_1 + C_{12}\varphi_2 + \dots + C_{1k}\varphi_k + \beta_{11}\varphi_1 + \\ + \beta_{12}\varphi_2 + \dots + \beta_{1k}\varphi_k = M_1(t); \\ a_{21}\dot{\varphi}_1 + a_{22}\dot{\varphi}_2 + \dots + a_{2k}\dot{\varphi}_k + C_{21}\varphi_1 + C_{22}\varphi_2 + \dots + C_{2k}\varphi_k + \beta_{22}\varphi_2 + \\ + \beta_{21}\varphi_1 + \dots + \beta_{2k}\varphi_k = M_2(t); \\ \dots \\ a_{k1}\dot{\varphi}_1 + a_{k2}\dot{\varphi}_2 + \dots + a_{kk}\dot{\varphi}_k + C_{k1}\varphi_1 + C_{k2}\varphi_2 + \dots + C_{kk}\varphi_k + \beta_{k1}\varphi_1 + \\ + \beta_{k2}\varphi_1 + \dots + \beta_{kk}\varphi_k = M_k(t). \end{aligned} \quad (13)$$

В матричной форме эти уравнения имеют следующий более компактный вид

$$a\dot{\varphi} + \beta\dot{\varphi} + \tau\varphi = M(t), \quad (14)$$

где  $a$  – матрица коэффициентов инерции;  $\beta$  – матрица коэффициентов диссипации;  $\tau$  – матрица коэффициентов жесткости;  $M(t)$  – матрица обобщенных возбуждающих моментов;  $\varphi$  – матрица обобщенных координат.

Удовлетворяя выражения (4-11), разветвленная электромеханическая система, показанная на рис. 1, приведена к одному прямому безинерционному валу с сосредоточенными массами (рис. 2).

Дифференциальные уравнения движения динамической модели, представленной на рис. 2 запишутся так [9]:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\omega_3 M_k} \dot{M}_1 + \frac{S_k M_1}{2M_k} = S; \\ J_1\dot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1; \\ J_2\dot{\varphi}_2 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = M_2; \\ J_{10}\dot{\varphi}_{10} - c_{910}(\varphi_9 - \varphi_{10}) - \beta_{910}(\varphi_9 - \varphi_{10}) = M_{10}. \end{aligned} \quad (15)$$

Первые два уравнения системы (15) являются уравнениями ротора электродвигателя, а первое уравнение этой же системы является уравнением «динамической характеристики» асинхронного двигателя, где  $M_k, S_k$  – критические момент и скольжение двигателя по статической механической характеристике:

$$\begin{aligned} M_k = \lambda_m M_H; \\ S_k = S_H \left\{ \left[ \lambda_m + 5(\lambda_m - 1)S_H \right] / \sqrt{[\lambda_m + 5(\lambda_m - 1)S]^2 - 1} \right\}. \end{aligned}$$

Здесь  $S_H$  – скольжение при номинальном моменте  $M_H$ ;  $\lambda_m$  – кратность максимального момента;  $S = (\omega_0 - \omega_1) / \omega_0$ ;  $\omega_0 = \omega_3 / p$  – скорость идеального холостого хода ротора;  $p$  – число пар полюсов;  $\omega_3 = 2\pi f_s$ ,  $f_s$  – частота энергосети;  $J_i, \varphi_i$  – момент инерции и угловое перемещение ротора;  $C_{12}, \beta_{12}$  – приведенные жесткость и коэффициент демпфирования.

Дифференцируя функцию  $S = (\omega_0 - \omega_1) / \omega_0$  по времени и подставляя полученные выражения во второе уравнение системы (15), получим:

$$\frac{1}{J_1\omega_0} [c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - M_1] = S. \quad (16)$$

Исключая  $S$  из уравнения «динамической характеристики» асинхронного двигателя и уравнения (16), систему (15) можно привести к виду:

$$BTN\dot{M}_1 + BN\dot{M}_1 + M_1 - M_{12} - \frac{\beta_{12}\dot{M}_{12}}{c_{12}} = 0. \quad (17)$$

где  $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$  – момент сил упругости, развиваемый в механической части модели;  $T = 1/\omega_3 S_k = 1/S_k p \omega_3$  – электромагнитная постоянная времени;  $B = J_H/\beta_3$  – электромеханическая постоянная системы. В случае, если динамическая модель электромеханической системы имеет  $n$  степеней свободы  $B = (J_1 + J_2 + \dots + J_n)/\beta_3$ ;  $N = J_1/(J_1 + J_2 + \dots + J_n)$ ;  $\beta_3 = 1/\lambda \omega_0 = T c_3$  – коэффициент крутизны статической характеристики двигателя;  $c_3$  – жесткость связи электродвигателя.

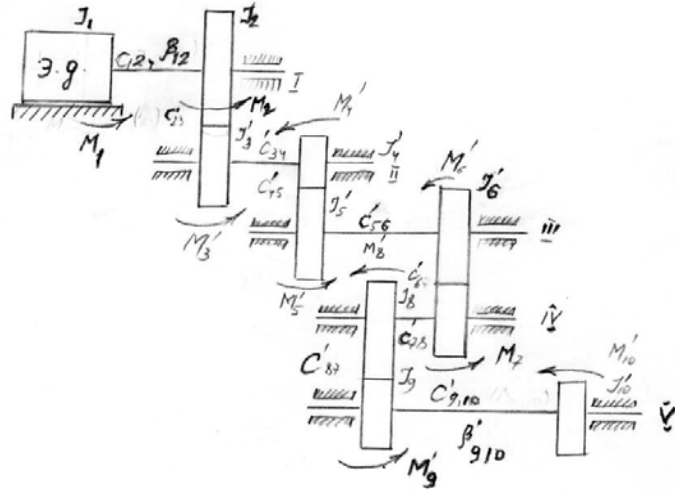


Рис. 1

В дальнейшем, при исследовании динамических процессов машины и их оптимизации многомассовая динамическая модель (рис. 2) по методике, представленной в работе [6], упрощена и приведена к трехмассовой динамической модели (рис. 3). Затем, преобразуя выражения (15), для трехмассовой динамической модели записываются дифференциальные уравнения движения в обобщенных координатах моментов сил упругости.

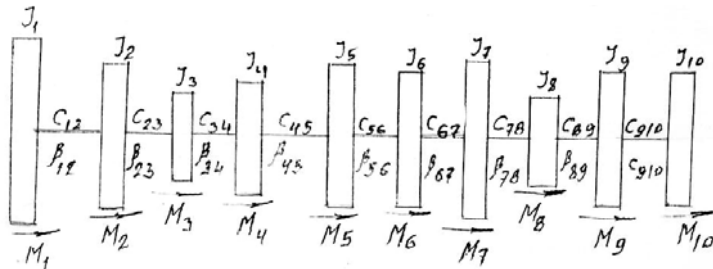


Рис. 2

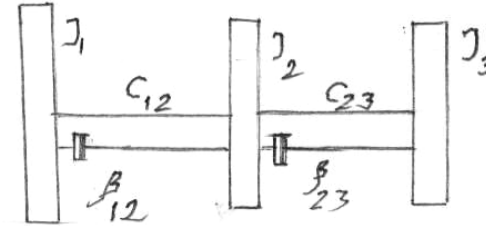


Рис. 3

$$\begin{aligned}
 & BTN \ddot{M}_1 + BN \dot{M}_1 + M_1 - M_{12} - \frac{\beta_{12} M_{12}}{c_{12}} = 0 \\
 & \ddot{M}_{12} + \omega_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12}}{J_1} M_1 - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} + \frac{\beta_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} M_{12} - \\
 & - \frac{c_{12} \beta_{23}}{c_{23} J_2} \dot{M}_{23} = \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t); \\
 & \ddot{M}_{23} + \omega_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} + \frac{\beta_{23}(J_2 + J_3)}{J_2 J_3} M_{23} - \\
 & - \frac{c_{23} \beta_{12}}{c_{12} J_2} M_{12} = \frac{c_{23}}{J_3} M_3(t) - \frac{c_{23}}{J_2} M_2(t),
 \end{aligned} \tag{18}$$

где  $\omega_{i,i+1}^2 = c_{i,i+1}(J_1 + J_{i+1})/J_i J_{i+1}$ ,  $i = 1, 2, 3$  – цикловые частоты собственных колебаний парциальных систем.

Приведем систему уравнений (18) к одному дифференциальному уравнению высокого порядка относительно переменных  $M_1$ ,  $M_{12}$  и  $M_{23}$ . Для этого введем оператор дифференцирования  $d/dt = p$  и составим определитель левой части системы (18):

$$\Delta(p) = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}. \tag{19}$$

Раскрыв определитель (19) и подставив вместо оператора  $p^k$  соответствующие производные  $M^k$  переменных  $M_1$ ,  $M_{12}$  и  $M_{23}$ , получим:

$$\Delta(p) = M^{VI} + a_0 M^V + a_1 M^{IV} + a_2 M^{III} + a_3 M^{II} + a_4 M^I + a_5 M, \tag{20}$$

где коэффициенты  $a_i$  ( $i=0, 1, 2, 3, 4, 5$ ) выражаются через параметры рассматриваемой системы формулами (21-26):

$$a_0 = \frac{(J_2 + J_3)\beta_{23}}{J_2 J_3} + \frac{(J_1 + J_2)\beta_{12}}{J_1 J_2} + \frac{1}{T}; \quad (21)$$

$$a_1 = \epsilon_{12}^2 + \epsilon_{23}^2 + \frac{(J_1 + J_2)(J_2 + J_3)\beta_{12}\beta_{23}}{J_1 J_2^2 J_3} - \frac{\beta_{12}\beta_{23}}{J_2^2} + \frac{(J_2 + J_3)\beta_{23}}{T J_2 J_3} + \frac{(J_1 + J_2)\beta_{12}}{T J_1 J_2} + \frac{1}{BTN}; \quad (22)$$

$$a_2 = \frac{(J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \beta_{12} \epsilon_{23}^2 + \frac{(J_2 + J_3)}{J_2 J_3} \beta_{23} \epsilon_{12}^2 - \frac{c_{12}\beta_{23}}{J_2^2} - \frac{c_{23}\beta_{12}}{J_2^2} + \frac{\epsilon_{12}^2}{T} + \frac{\epsilon_{23}^2}{T} + \frac{(J_1 + J_2)(J_2 + J_3)\beta_{12}\beta_{23}}{T J_1 J_2^2 J_3} - \frac{\beta_{12}\beta_{23}}{T J_2^2} + \frac{(J_2 + J_3)\beta_{23}}{BTN J_2 J_3} + \frac{(J_1 + J_2)\beta_{12}}{BTN J_1 J_2} - \frac{\beta_{12}}{BTN J_1}; \quad (23)$$

$$a_3 = \epsilon_{12}^2 \epsilon_{23}^2 - \frac{c_{12}c_{23}}{J_2^2} + \frac{(J_1 + J_2)}{T J_1 J_2} \beta_{12} \epsilon_{23}^2 + \frac{(J_2 + J_3)}{T J_2 J_3} \beta_{23} \epsilon_{12}^2 - \frac{c_{12}\beta_{23}}{T J_2^2} - \frac{c_{23}\beta_{12}}{T J_2^2} + \frac{\epsilon_{12}^2 + \epsilon_{23}^2}{BTT} + \frac{(J_1 + J_2)(J_2 + J_3)\beta_{12}\beta_{23}}{BTN J_1 J_2^2 J_3} - \frac{\beta_{12}\beta_{23}}{BTN J_2^2} - \frac{c_{12}}{BTN J_1} - \frac{\beta_{12}\beta_{23}(J_2 + J_3)}{BTN J_1 J_2 J_3}; \quad (24)$$

$$a_4 = \frac{\epsilon_{12}^2 \epsilon_{23}^2}{T} - \frac{c_{12}c_{23}}{T J_2^2} + \frac{(J_1 + J_2)}{BTN J_1 J_2} \beta_{12} \epsilon_{23}^2 + \frac{(J_2 + J_3)}{BTN J_2 J_3} \beta_{23} \epsilon_{12}^2 - \frac{c_{12}\beta_{23}}{BTN J_2^2} - \frac{c_{23}\beta_{12}}{BTN J_2^2} + \frac{\beta_{12}^2 \epsilon_{23}^2}{BTTN_1} - \frac{(J_2 + J_3)}{BTN J_1 J_2 J_3} c_{12} \beta_{23}; \quad (25)$$

$$a_5 = \frac{\epsilon_{12}^2 \epsilon_{23}^2}{BTN} - \frac{c_{12}c_{23}}{BTN J_2^2} - \frac{c_{12}\epsilon_{23}^2}{BTN J_1}. \quad (26)$$

Правая часть полинома (20) относительно упругих моментов  $M_1$ ,  $M_{12}$  и  $M_{23}$  находится из определителя (19), заменив первый, второй и третий столбец соответственно на столбец правых частей системы уравнений (18):

$$Q_1 (M_i) = \begin{vmatrix} 0 & -\left(\frac{\beta_{12}p}{c_{12}} + 1\right) & 0 \\ \frac{M_2(t)c_{12}}{J_2} & \left[p^2 + \frac{(J_1 + J_2)\beta_{12}p}{J_1 J_2} + \epsilon_{12}^2\right] & -\left(\frac{c_{12}\beta_{23}p}{c_{23}J_2} + \frac{c_{12}}{J_2}\right) \\ \left(\frac{M_3(t)c_{23}}{J_3} - \frac{M_2(t)c_{23}}{J_2}\right) & -\left(\frac{c_{23}\beta_{12}p}{c_{12}J_2} + \frac{c_{23}}{J_2}\right) & \left[p^2 + \frac{(J_2 + J_3)\beta_{23}p}{J_2 J_3} + \epsilon_{23}^2\right] \end{vmatrix}; \quad (27)$$

$$Q_2 (M_i) = \begin{vmatrix} (BNTp^2 + BNp + 1) & 0 & 0 \\ -\frac{c_{12}}{J_1} & \frac{M_2(t)c_{12}}{J_2} & -\left(\frac{c_{12}\beta_{12}p}{c_{23}J_2} - \frac{c_{12}}{J_2}\right) \\ 0 & \left(\frac{M_3(t)c_{23}}{J_3} - \frac{M_2(t)c_{23}}{J_2}\right) & \left[p^2 + \frac{(J_2 + J_3)\beta_{12}p}{J_2 J_3} + \epsilon_{23}^2\right] \end{vmatrix}; \quad (28)$$

$$Q_3 (M_i) = \begin{vmatrix} (BNTp^2 + BNp + 1) & -\left(\frac{\beta_{12}p}{c_{12}} + 1\right) & 0 \\ -\frac{c_{12}}{J_1} & \left[p^2 + \frac{(J_1 + J_2)\beta_{12}p}{J_2 J_3} + \epsilon_{23}^2\right] & \frac{M_2(t)c_{12}}{J_2} \\ 0 & -\left(\frac{c_{23}\beta_{12}p}{c_{12}J_2} + \frac{c_{23}}{J_2}\right) & \left(\frac{M_3(t)c_{23}}{J_3} - \frac{M_2(t)c_{23}}{J_2}\right) \end{vmatrix}. \quad (29)$$

Разделив определители (27-29) на  $BTN = TJ_1/\beta_3$  и раскрывая их, дифференциальные уравнения (18) запишем относительно переменных  $M_1$ ,  $M_{12}$ ,  $M_{23}$ . Из-за ограничения объема статьи, запишем выражения только для  $M_{23}$ :

$$\begin{aligned} & M_{23}^{VI} + a_0 M_{23}^V + a_1 M_{23}^{IV} + a_2 M_{23}^{III} + a_3 M_{23}^{II} + a_4 M_{23}^I + a_5 M_{23} = \\ & -\frac{c_{23}M_2^{IV}(t)}{J_2} + \left[ -\frac{(J_1 + J_2)c_{23}\beta_{12}}{J_1 J_2^2} + \frac{c_{23}\beta_{12}}{J_2^2} - \frac{c_{23}}{T J_2} \right] M_2^{III}(t) + \\ & + \left[ -\frac{c_{23}\epsilon_{12}^2}{J_2} + \frac{c_{12}c_{23}}{J_2^2} - \frac{(J_1 + J_2)c_{23}\beta_{12}}{T J_1 J_2^2} + \frac{c_{23}\beta_{12}}{T J_2^2} - \frac{c_{23}\beta_3}{T J_1 J_2} \right] M_2^{II}(t) + \\ & + \left[ -\frac{c_{23}\epsilon_{12}^2}{T J_2} + \frac{c_{12}c_{23}}{T J_2^2} - \frac{(J_1 + J_2)c_{23}\beta_{12}\beta_3}{T J_1^2 J_2^2} + \frac{c_{23}\beta_{12}\beta_3}{T J_1 J_2^2} - \frac{c_{23}\beta_{12}\beta_3}{T J_2^2 J_2} \right] \times \\ & \times M_2^I(t) + \frac{c_{23}}{J_3} M_3^{IV}(t) + \left[ \frac{c_{23}}{T J_3} + \frac{(J_1 + J_2)}{J_1 J_2 J_3} \beta_{12} c_{23} \right] M_3^{III}(t) + \\ & + \left[ \frac{\epsilon_{12}^2 c_{23}}{J_3} + \frac{(J_1 + J_2)}{T J_1 J_2 J_3} \beta_{12} c_{23} + \frac{1}{T J_1 J_3} c_{23} \beta_3 \right] M_3^{II}(t) + \\ & + \left[ \frac{c_{23}\beta_{12}\beta_3(J_1 + J_2)}{T J_1^2 J_2 J_3} - \frac{\beta_{12}\beta_3 c_{23}}{T J_1^2 J_3} \right] M_3^I(t) + \left( \frac{\epsilon_{12}^2 c_{23} \beta_3}{T J_1 J_3} - \frac{c_{12} c_{23} \beta_3}{T J_1^2 J_3} \right) M_3(t). \quad (30) \end{aligned}$$

Обычно при определении наибольших значений упругих сил машин, затуханием колебаний пренебрегают. Поэтому, в дальнейшем из дифференциальных уравнений, подобным (30), будем отбрасывать затухающую часть. Тогда эти уравнения не будут содержать нечетные производные и при замене аргумента  $t = \tau / \sqrt{a_1}$  приводятся к виду:

$$M_{i,i+1}^{VI} + M_{i,i+1}^{IV} + c_1 M_{i,i+1}^{IV} + c_2 M_{i,i+1} = \frac{1}{a_1^2} Q_1 \left( \frac{\tau}{\sqrt{a_1}} \right); \quad (i = 0, 1, 2), \quad (31)$$

где

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{a_3}{a_1^2}; \quad c_2 = \frac{a_5}{a_1^3}; \quad a_1 = \frac{1}{BTN} + \theta_{12}^2 + \theta_{23}^2; \\ a_3 &= \theta_{12}^2 \theta_{23}^2 - \frac{c_{12} c_{23}}{J_2^2} + \frac{\theta_{12}^2 + \theta_{23}^2}{BTN} - \frac{c_{12}}{BTNJ_1}; \\ a_5 &= \frac{\theta_{12}^2 \theta_{23}^2}{BTN} - \frac{c_{12} c_{23}}{BTNJ_2^2} - \frac{c_{12} \theta_{23}^2}{BTNJ_1}; \quad BTN = \frac{J_1 T}{\beta_3}; \\ \theta_{12}^2 &= \frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}; \quad \theta_{23}^2 = \frac{c_{23}(J_2 + J_3)}{J_2 J_3}; \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} Q_2(t) &= \frac{c_{12}}{J_1} M_2^{IV}(t) + \frac{c_{12}}{J_2} \left( \theta_{23}^2 - \frac{c_{23}}{J_2} + \frac{\beta_3}{TJ_1} \right) M_2^{II}(t) + \\ &+ \frac{c_{12} \beta_3}{TJ_1 J_2} \left( \theta_{23}^2 - \frac{c_{23}}{J_2} \right) M_2(t) + \frac{\beta_3 c_{12} c_{23}}{TJ_1 J_2 J_3} M_3(t); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_3(t) &= -\frac{c_{23}}{J_2} M_2^{IV}(t) - \frac{c_{23}}{J_2} \left( \theta_{12}^2 - \frac{c_{12}}{J_2} + \frac{\beta_3}{TJ_1} \right) M_2^{II}(t) + \frac{c_{23}}{J_3} M_3^{IV}(t) + \\ &+ \frac{c_{23}}{J_3} \left( \theta_{12}^2 + \frac{\beta_3}{TJ_1} \right) M_3^{II}(t) + \frac{\beta_3 c_{23}}{TJ_1 J_3} \left( \theta_{12}^2 - \frac{c_{12}}{J_2} \right) M_3(t). \end{aligned}$$

Для простоты математических выкладок рассмотрим случай, когда технологические нагрузки  $M_i = \text{const}$  и пренебрегаем затуханием в механической части системы. Тогда уравнения (30) примут вид:

$$M_{i,j+1}^{VI} + a_1 M_{i,j+1}^{IV} + a_3 M_{i,j+1}^{II} + a_5 M_{i,j+1} = \frac{c_{12} c_{23} \beta_3}{TJ_1 J_2 J_3} (M_2 + M_3). \quad (33)$$

Пользуясь алгоритмами, приведенными в работе [3] и нулевыми начальными условиями, решение уравнений (33) запишем в виде:

$$\begin{aligned} M_1(\tau) &= M_H [1 - c_2 B^{(-1)}(\tau)] - \frac{\beta_3 M_H}{TJ_1 a_1} [B^{(1)}(\tau)] + B^{(3)}(\tau) + \\ &+ \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 a_1 \sqrt{a_1}} [B(\tau)] + B^{(2)}(\tau) + \left( \frac{\beta_3}{TJ_1} - \frac{1}{T^2} + \frac{c_{12}}{J_1} \right) \frac{\beta_3 M_H}{TJ_1 a_1^2} B(\tau) + \\ &+ \left( \frac{1}{T^2} - \frac{2\beta_3}{TJ_1} - \frac{c_{12}}{J_1} \right) \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 a_1^2 \sqrt{a_1}} B(\tau); \end{aligned} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} M_{12}(\tau) &= \frac{c_{12} M_H}{J_1 a_1} [B^{(-1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \left( \frac{c_{23}}{J_2 J_3} - \frac{\theta_{12}^2}{J_1} - \frac{\beta_3}{TJ_1^2} \right) \times \\ &\times \frac{c_{12} M_H}{a_1^2} B^{(1)}(\tau) + \frac{c_{12} \beta_3 M_H}{T^2 J_1^2 a_1^2 \sqrt{a_1}} B(\tau); \end{aligned} \quad (35)$$

$$M_{23}(\tau) = \frac{c_{23} M_3}{J_3 a_1} [B^{(-1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \left( \frac{c_{12} M_H}{J_1 J_2} - \frac{\theta_{23}^2 M_3}{J_3} \right) \frac{c_{23}}{a_1^2} B^{(1)}(\tau), \quad (36)$$

где обобщенные безразмерные параметры  $c_1$  и  $c_2$  рассматриваемой системы равны:

$$c_1 = \frac{a_3}{a_1^2} = \frac{TJ_1^2 J_2^2 \theta_{12}^2 \theta_{23}^2 - TJ_1^2 c_{12} c_{23} + J_1 J_2^2 \beta_3 (\theta_{12}^2 + \theta_{23}^2) - J_2^2 c_{12} \beta_3}{TJ_1^2 J_2^2 (\theta_{12}^2 + \theta_{23}^2 + \beta_3 / TJ_1)^2}; \quad (37)$$

$$c_2 = \frac{J_1 J_2^2 \theta_{12}^2 \theta_{23}^2 \beta_3 - J_1 c_{12} c_{23} \beta_3 + J_2^2 \beta_3 c_{12} \theta_{23}^2}{TJ_1^2 J_2^2 (\theta_{12}^2 + \theta_{23}^2 + \beta_3 / TJ_1)^3}. \quad (38)$$

Статические моменты, имеющие место при действии внешних моментов  $M_2$  и  $M_3$  к массам  $J_2$  и  $J_3$ , находятся из системы уравнений (12):

$$M_{1CT} = M_{12CT} = \frac{(\theta_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_2 M_2) J_1 J_2^2 c_{12}}{J_2^2 J_3 (\theta_{12}^2 \theta_{23}^2 J_1 J_2^2 - \theta_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}; \quad (39)$$

$$\begin{aligned} M_{23CT} &= \frac{(J_1 J_2 \theta_{12}^2 - c_{12} J_2)}{J_3 J_2^2 J_1 c_{12}} \times \\ &\times \frac{(\theta_{23}^2 c_{12} J_2 J_3 M_2 + c_{12} c_{23} J_2 M_3 - c_{12} c_{23} J_3 M_2) J_1 J_2^2}{(\theta_{12}^2 \theta_{23}^2 J_1 J_2^2 - \theta_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)} - M_2. \end{aligned} \quad (40)$$

Коэффициенты динамичности  $\lambda_i$  ( $i=1, 2, 3$ ) равны:



$$\lambda_1 = \frac{M_{1\max}}{M_{1CT}} = \frac{J_2^2 J_3 (\theta_{12}^2 \theta_{23}^2 J_1 J_2^2 - \theta_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}{c_{12} J_1 J_2^2 (\theta_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_2 M_2)} \times$$

$$\times \left\{ M_H \left[ 1 - c_2 B^{(-1)}(\tau) \right] - \frac{\beta_3 M_H}{T J_1 a_1} \left[ B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau) \right] + \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 a_1 \sqrt{a_1}} \left[ B(\tau) + B^{(2)}(\tau) \right] + \right.$$

$$\left. + \left( \frac{\beta_3}{T J_1} - \frac{1}{T^2} + \frac{c_{12}}{J_1} \right) \frac{\beta_3 M_H}{T J_1 a_1^2} B^{(1)}(\tau) + \left( \frac{1}{T^2} - \frac{2\beta_3}{T J_1} - \frac{c_{12}}{J_1} \right) \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 a_1^2 \sqrt{a_1}} B(\tau) \right\}. \quad (41)$$

$$\lambda_{12} = \frac{M_{12\max}}{M_{12CT}} = \frac{J_2^2 J_3 (\theta_{12}^2 \theta_{23}^2 J_1 J_2^2 - \theta_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1) M_H}{M_{12CT} J_1 J_2^2 (\theta_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_2 M_2)} \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{J_1 a_1} \left[ B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau) \right] + \left( \frac{c_{23}}{J_2 J_3} - \frac{\theta_{12}^2}{J_1} - \frac{\beta_3}{T J_1^2} \right) \frac{1}{a_1^2} B^{(1)}(\tau) + \frac{\beta_3}{T^2 J_1^2 a_1^2 \sqrt{a_1}} B(\tau) \right\}; \quad (42)$$

$$\lambda_{23} = \frac{M_{23\max}}{M_{23CT}} = \frac{c_{23} J_3 (\theta_{12}^2 \theta_{23}^2 J_1 J_2^2 - \theta_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}{M_{23CT} (J_1 J_2^2 \theta_{12}^2 - c_{12} J_2)} \times$$

$$\times \frac{1}{(\theta_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2) - M_2 J_3} \times$$

$$\times \frac{1}{(\theta_{12}^2 \theta_{23}^2 J_1 J_2^2 J_3 M_2 - \theta_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)} \times$$

$$\times \left\{ \frac{M_3}{J_1 a_1} \left[ B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau) \right] + \left( \frac{c_{12} M_H}{J_1 J_2} - \frac{\theta_{23}^2 M_3}{J_3} \right) \frac{1}{a_1^2} B^{(1)}(\tau) \right\}. \quad (43)$$

Из выражений (38), (39) и (40) следует, что величины коэффициентов динамичности  $\lambda_1, \lambda_{12}, \lambda_{23}$  зависят от специальных функций переходного процесса  $B^{(\pm j)}(\tau)$  ( $j=1,2,3$ ).

**Анализ результатов оптимизации.** На основе анализа решения задач оптимизации электромеханических систем приводов машин (металлорежущих машин, грузоподъемных машин и т.д.), динамические модели которых приведены к трехмассовой системе, установлены следующие оптимальные интервалы изменения обобщенных безразмерных параметров  $c_1$  и  $c_2$ :

$$0,1 \leq c_1 = \frac{T J_1^2 J_2^2 \left[ \frac{c_{12} c_{23} (J_2 + J_3) (J_1 + J_2)}{J_1 J_2^2 J_3} \right] - T J_1^2 c_{12} c_{23} +}{T J_1^2 J_2^2 \left[ \frac{J_3 c_{12} (J_1 + J_2) + J_1 c_{23} (J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3} \right] +}$$

$$+ J_1 J_2^2 \beta_3 \left[ \frac{c_{12} c_{23} (J_1 + J_2) + J_1 c_{23} (J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3} \right] - c_{12} J_2^2 \beta_3, \quad (44)$$

$$\times \frac{1}{+ \beta_3 / T J_1]^2} \leq 0,27;$$

$$0,01 \leq c_2 = \frac{+ J_1 J_2^2 \beta_3 \left[ \frac{c_{12} c_{23} (J_2 + J_3) (J_1 + J_2)}{J_1 J_2^2 J_3} \right] - c_{12} c_{23} J_1 \beta_3 -}{+ T J_1^2 J_2^2 \left[ \frac{J_3 c_{12} (J_1 + J_2) + J_1 c_{23} (J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3} \right] +}$$

$$\times \frac{- c_{12} J_2^2 \beta_3 \left[ \frac{c_{23} (J_2 + J_3)}{J_2 J_3} \right]}{+ \beta_3 / T J_1]^3} \leq 0,035. \quad (45)$$

Максимальные значения безразмерных обобщенных параметров  $c_1, c_2$  для электромеханических систем с тремя степенями свободы, согласно выражениям (44), (45) равны  $c_{1\max}=0,27; c_{2\max}=0,035$ .

Конструктор при создании новых машин должен стремиться к тому, чтобы выбранные ими электромеханические параметры удовлетворяли условиям (44) и (45):

$$0,1 \leq c_1 \leq 0,27 \quad 0,01 \leq c_2 \leq 0,035.$$

Проанализируем конкретный пример.

Проверим оптимальность конструкции главного привода трубоотрезного станка 91AA38, приведенной к валу электродвигателя, которая характеризуется следующими параметрами [6]:

$$J_1 = 0,25 Hmc^2; \quad J_2 = 0,30 Hmc^2; \quad J_3 = 0,30 Hmc^2; \quad c_{12} = 5263 Hm / рад;$$

$$c_{23} = 980 Hm / рад; \quad T = 0,066; \quad \beta_3 = 16 Hmc / рад; \quad T = 0,236.$$

Подставим значения этих параметров в формулы (41) и (42), получим значения безразмерных обобщенных параметров

$$0,05 \leq c_1 \leq 0,34; \quad 0,013 \leq c_2 \leq 0,040. \quad (46)$$

Из сравнения значений (46) обобщенных параметров  $c_1$  и  $c_2$  с оптимальной областью их изменения (41) и (42) видно, что конструктивные параметров электромеханической системы данного станка не являются оптимальными и их надо менять. При этом, увеличивая жесткости  $c_{12}$  в 1,2 и  $c_{23}$  в 1,4 раза, можно определить оптимальные значения

$$c_1=0,15; \quad c_2=0,030. \quad (44)$$

При обобщенных параметрах  $c_1$  и  $c_2$  (47) коэффициент динамичности и амплитуда динамического момента  $M_{23}$  уменьшается на 22%.

#### **Выводы.**

1. На базе существующих методов оптимизации разработана и реализована инженерная методика оптимизации динамических процессов электромеханических систем машин.

2. Разработанная методика позволяет на стадии проектирования установить связь между конструктивными и динамическими характеристиками электромеханических систем и построить машину с наименьшим коэффициентом динамичности.

3. Практическая направленность данной работы открывает определенные возможности для внедрения ее результатов конструкторскими, научно-исследовательскими организациями, занимающимися вопросами исследования динамики и оптимального проектирования машин, аппаратов.

**Список литературы:** 1. *Адамия Р.Ш., Михайленко Ф.Ф.* Ограничения динамических нагрузок в машинах. – Тбилиси: Издательство «Мецниереба», 1989. – 180с. 2. *Беллман Р.* Динамическое программирование. – М.: Издательство иностр. лит, 1960. – 400с. 3. *Голубенцев А.Н.* Интегральные методы в динамике. Киев: Издательство «Техника», 1967. – 350с. 4. *Левитская О.Н., Левитский Н.И.* Курс теории механизмов и машин. – М.: «Высшая школа», 1978. – 269с. 5. *Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф.* Математическая теория оптимальных процессов. – Москва: Издательство «Наука», 1976. – 392с. 6. *Самидов Х.С., Самидов Э.Х.* Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Издательство «Нурлан», 2003. – 622с. 7. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Постановка некоторых задач оптимального проектирования при помощи ЭВМ. – Препринт Института прикладной математики АН СССР, – №24. – 1977. – 20с. 8. *Самидов Х.С., Алиев Б.Г.* Вынужденные колебания электромеханических систем приводов машин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків, 2007. – №21. – С.132–144. 9. *Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф.* Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків, 2007. – №21. – С.230–248. 10. *Химмельблау Д.* Прикладное нелинейное программирование. – Москва: Издательство «Мир», 1975. – 534с.

*Поступила в редакцию 20.04.08*

УДК 621. 833

**В.А.БЕРЕЖНОЙ**, ст.преп., НТУ "ХПИ",  
**Д.В.ВОРОНЦОВА**, асп., НТУ "ХПИ"

### **ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАЦИИ В ВИДЕ ПРОТОЧКИ ВДОЛЬ ВЕРШИНЫ ЗУБА НА ВЕЛИЧИНУ КОЭФФИЦИЕНТА $K_{\beta}$**

Розглядаються шляхи підвищення працездатності прямозубих коліс. Виконуються дослідження впливу модифікації у виді проточки уздовж вершини зуба на величину коефіцієнта  $K_{\beta}$ . Отримані результати розрахунків залежності коефіцієнтів  $K_{\beta}^0$  і  $K_{\beta}$  від параметрів модифікації прямозубих коліс з проточкою уздовж вершини зуба.

The increasing ways of spur gears capacity to work are studied. Executed study of influence of modification in the manner of sharpening along the top of teeth on the value of factor  $K_{\beta}$ . Results calculations of dependency of factor  $K_{\beta}^0$  and  $K_{\beta}$  from parameters of modifications of spur gear with by sharpening along the top of teeth are received.

#### **Введение.**

Необходимыми механизмами большинства современных машин являются зубчатые передачи. Обладая рядом достоинств по сравнению с другими видами передач, прямозубые передачи в то же время требуют высокой точности изготовления, во многих случаях лимитируют показатели надёжности и долговечности машин, возбуждают повышенные вибрации и шумы. Погрешности изготовления и монтажные перекосы в реальных передачах увеличивают неравномерность нагружения отдельных звеньев и элементов передачи, снижают их нагрузочную способность, вызывают повышение износа, вибрации и шум. Изысканию путей улучшения равномерности распределения нагрузки между зубьями постоянно уделяется большое внимание. Известно [1], что увеличенная податливость пары зубьев приводит к повышению равномерности распределения нагрузки по длине контактных линий. Одним из направлений достижения увеличенной податливости является применение колёс с модифицированными зубьями. К настоящему времени известен ряд эффективных модификаций зубчатого колёса, приводящих к улучшению распределения нагрузки по ширине зубчатого венца [1, 2]. Примером подобной модификации является модификация в виде проточки вдоль вершины зуба зубчатого колеса [3].

#### **Постановка задачи.**

Цель работы – определение влияния модификации в виде проточки вдоль вершины зуба прямозубого эвольвентного колеса на величину коэффициента  $K_{\beta}$  [1, 2].

#### **Метод решения задачи.**

Неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий в зубчатом зацеплении обусловлена влиянием большого числа факторов: из-

гибными и крутильными деформациями валов, дисков зубчатых колёс и опор; погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колёс и корпусных деталей передачи; компенсирующими изгибными деформациями зубьев [4]. Определение коэффициента  $K_\beta$  в общем случае является весьма сложным, в эту зависимость входят коэффициенты, учитывающие диаметр и ширину шестерни и колеса, способ соединения шестерни с валом, длину и диаметр вала, места расположения шестерни и колеса по валу относительно подшипников, сторону подвода крутящего момента, тип и размеры подшипников, передаточное число и тип звеньев, материал рассчитываемой пары. Поэтому чаще при расчёте коэффициента  $K_\beta^0$ , характеризующего концентрацию нагрузки на расстоянии  $0.2b$  от края сопряжённых зубьев, и коэффициента концентрации нагрузки  $K_\beta$ , учитываемого при определении расчётной нагрузки для эвольвентных прямозубых передач, применяют формулу, полученную в [5] и используемую в [1, 2]:

$$K_\beta^0 = 1 + 0.3 \cdot \frac{b_w \cdot \text{tg} \gamma_\Sigma}{\delta} + 0.1 \left( \frac{b_w}{d_1} \right)^2, \quad (1)$$

$$K_\beta = 0.5 \cdot \sqrt{K_\beta^0 + 0.5}, \quad (2)$$

где  $\text{tg} \gamma_\Sigma \approx \gamma_\Sigma = \gamma_1 + \gamma_2$  – суммарный угол между проекциями осей зубчатых колёс на плоскость зацепления,  $\gamma_1 \approx \text{tg} \gamma_1 = F_{\beta k1} + F_{\beta k2} + f_y / b_w$  – угол, обусловленный влиянием погрешностей изготовления и монтажа,  $F_{\beta k1}$ ,  $F_{\beta k2}$  – допуски на погрешности направления зубьев ведущего и ведомого колёс для соответствующей степени точности (ГОСТ 1643-81),  $f_y$  – допуск на перекос осей зубчатых колёс в передаче,  $b_w$  – ширина зубчатого венца шестерни,  $\gamma_2$  – угол, возникающий из-за изгибных и крутильных деформаций валов, зубчатых колёс и опор;  $\delta = F_n / c$  – суммарная деформация в направлении линии зацепления сопряжённых зубьев,  $F_n$  – удельная нагрузка,  $c$  – удельная жёсткость;  $d_1$  – делительный диаметр шестерни. С небольшими изменениями формулы (1) и (2) вошли в ГОСТ 21354–87.

Основу расчёта коэффициента  $K_\beta^0$  составляет определение удельной жёсткости зубьев для передач, колёса которых нарезаны инструментом со стандартным исходным контуром. Однако для колёс с модифицированными зубьями очевидно, что в формулах (1) и (2) необходимо учитывать другую жёсткость зацепления, соответствующую модифицированной геометрии зубьев. Определить жёсткость модифицированной прямозубой передачи стало возможным благодаря методике [6], основанной на методе конечных элементов, позволяющей с достаточно высокой точностью определять жёсткость и объемное напряженно-деформированное состояние прямозубых модифицированных зубьев практически реальной геометрии ещё на стадии проектирования.

### Исследование влияния модификации в виде проточки вдоль вершины зуба на величины коэффициентов $K_\beta^0$ и $K_\beta$ .

Для проведения сравнительных исследований были взяты исходные данные для конечной передачи трактора «Беларусь» Минского тракторного завода [2]:  $m=6.5$  мм,  $z_1/z_2=13/69$ ,  $b_w=42$  мм; степень точности по ГОСТ 1643-81: 8–7–7В; материал: Сталь 20ХНР, твердость рабочих поверхностей зубьев HRC 56–63; удельная нагрузка  $P_n=900$  Н/мм,  $\gamma_1 \approx 0.001$  рад,  $\gamma_2 \approx 0.002$  рад. На основе разработанной методики [6] и её рекомендаций для модификации в виде проточки вдоль вершины зуба, были выбраны следующие параметры модификации зубьев: ширина проточки соответствует  $S_{np}=[0.1m, 0.2m, 0.3m]$ , а глубина проточки равняется  $Gl_{np}=[m/4, m/2]$ , а также проведены соответствующие исследования жёсткости зубьев. Результаты исследования жёсткости передачи с учётом модификации приведены на рис. 1.

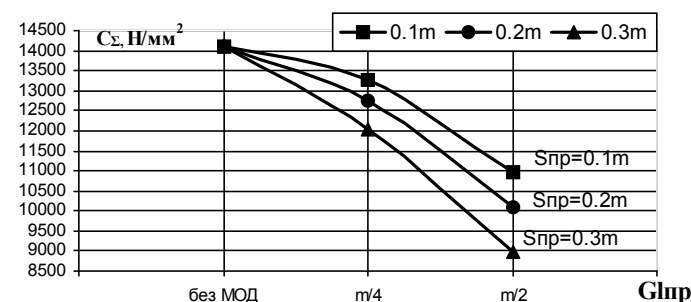


Рис. 1. Изменение суммарной удельной жёсткости пары зубьев ( $z_2/z_1 = 69/13$ ) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

На основе уравнений (1) и (2) получены графики зависимости коэффициента  $K_\beta^0$  и коэффициента  $K_\beta$  прямозубой передачи от параметров модификации в виде проточки вдоль вершины зубьев (рис. 2 – рис. 3).

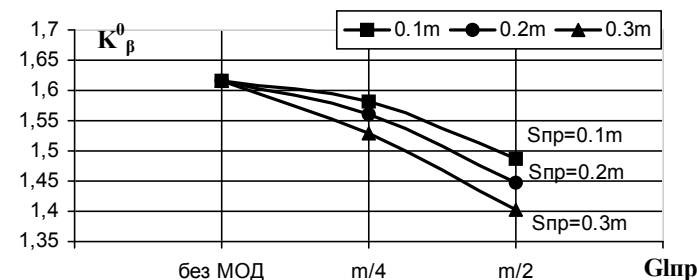


Рис. 2. Изменение коэффициента неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы передачи ( $z_2/z_1 = 69/13$ ) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

## Выводы.

Таким образом, приведённые выше данные, полученные для конечной передачи трактора «Беларусь», достаточно убедительно свидетельствуют об эффективности применения модификации в виде проточки вдоль вершины зуба и расчёта её параметров по методике [6]. Так, благодаря модификации зубьев жёсткость передачи удалось снизить до 36%, коэффициент  $K_{\beta}^0$  уменьшить до 13.3%, а коэффициент  $K_{\beta}$  – до 3.87%.

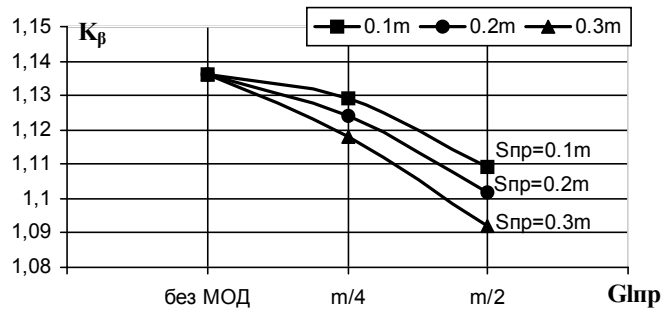


Рис. 3. Изменение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца прямозубой передачи ( $z_2/z_1 = 69/13$ ) в зависимости от параметров модификации с проточкой вдоль вершины зуба

**Список литературы:** 1. Берестнев О.В., Жук И.В., Неделькин А.Н. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев. – Минск: Наука и техника, 1993. – 184с. 2. Берестнев О.В., Соболев А.С. Зубчатые колёса пониженной виброактивности. – Минск.: Наука и техника, 1978. – 120с. 3. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колёс. – Киев: Техника, 1992 – 200с. 4. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. Распределение нагрузки в зацеплении. Техника, 1977. – 208с. 5. Петрусевич А.И. Зубчатые передачи // Детали машин: в 3 т. – М.-Л., 1953. – Т. 3. 6. Кириченко А.Ф., Бережной В.А., Воронцова Д.В. Метод определения вида и параметров модификации прямозубых цилиндрических зубчатых колёс на стадии проектирования. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – Вип. 22. – С.28–36.

Поступила в редколлегию 21.04.08

А.Д. ЧЕПУРНОЙ, докт. техн.наук, Т.В. ПОЛИЩУК, ОАО «ГСКТИ», г. Мариуполь,  
Н.А. ТКАЧУК, докт. техн.наук, Н.Н. ТКАЧУК, НТУ «ХПИ», Харьков

## ПРОБЛЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ПРИМЕНЕНИЕМ CAD/CAM/CAE-ТЕХНОЛОГИЙ

У статті описані деякі проблемні питання моделювання фізико-механічних процесів у складних механічних системах. Для розв'язання низки задач, що при цьому виникають, пропонується створювати спеціалізовані інтегровані системи автоматизованого аналізу і синтезу, які поєднують переваги спеціальних модулів та універсальних CAD/CAM/CAE-систем.

In the paper some problem questions of modeling of physical and mechanical processes in complicated mechanical systems are described. For solution of tasks' series which arise up here, it is suggested to create the specialized integrated systems of the automated analysis and synthesis, which combine advantages of the special modules and universal CAD/CAM/CAE-systems.

**Введение.** Современное машиностроительное производство характеризуется резким ростом требований к техническим характеристикам изделий, сокращением сроков их разработки и технологической подготовки производства, широкой номенклатурой и необходимостью ориентации на запросы широкого спектра потребителей. В этих условиях для обеспечения конкурентоспособности, экономичности и оперативности при проектировании, исследовании и технологической подготовке производства новых изделий повсеместно применяются средства автоматизации – CAD/CAM/CAE/PDM-системы (СССР) [1-4]. Однако их использование не решает важной и принципиальной задачи, вытекающей из совокупности требований к современным изделиям, обоснованию конструктивных, технологических параметров и эксплуатационных режимов на основе моделирования сложных физико-механических процессов, протекающих при эксплуатации и изготовлении. Поскольку сами изделия, а также условия изготовления и эксплуатации достаточно *разнообразны*, то их специфику трудно учесть при помощи универсальных CAD/CAM/CAE-систем, а поскольку они достаточно *сложны*, то требуется при моделировании применять самые современные теории, не имеющие инструментов интеграции в CAD/CAM/CAE-системы.

В результате возникает противоречие между потребностями моделирования и ограниченностью возможностей инструмента этого моделирования. В связи с этим возникает актуальная и важная научно-практическая задача разработки высокоэффективных средств автоматизированного моделирования физико-механических процессов в сложных механических системах, обладающих широкими потенциальными возможностями и учитывающих специфику определенного (того или иного) класса исследуемых объектов. Один из-

вариантов решения указанной задачи составляет цель и содержание данной работы.

**Методы решения задачи.** Как отмечалось, в качестве основного средства обеспечения решения всего комплекса возникающих задач моделирования в настоящее время применяются CAD/CAM/CAE-системы – системы автоматизированного проектирования (САПР – в широком смысле этого термина). CAD/CAM/CAE/PDM-системы стали своего рода языком и средством разработки, обладая рядом замечательных свойств: параметричность, ассоциативность, универсальность. Одной из основных тенденций их развития в последнее время является *интеграция*, т.е. соединение средств автоматизации разных этапов разработки в единой системе.

Кроме того, на данный момент СССР – это один из наиболее масштабных *бизнесов* в мире. Лидеры рынка имеют миллиардные обороты (рис. 1).

Несмотря на огромные достижения систем СССР, в их развитии содержится и противоречие. Действительно, не возникает особых проблем при автоматизации рутинных операций. Далее идут формализуемые модели разных уровней сложности. Однако более глубокий уровень – неформализуемые стороны моделей сложных и сверхсложных механических систем (рис. 2). При этом, как показывает анализ, именно эта часть моделей и представляет интерес для промышленности.

Действительно, при разработке современных машин возникает необходимость привлечения более сложных моделей физико-механических процессов. При этом формат, «язык» математических моделей напрямую не позволяет интегрировать эти модели в среду CAD/CAM/CAE-систем. Кроме того, существуют сложности формализации сведений о том или ином классе объектов, существующих в виде опыта и знаний конструкторов, технологов, исследователей-экспертов.

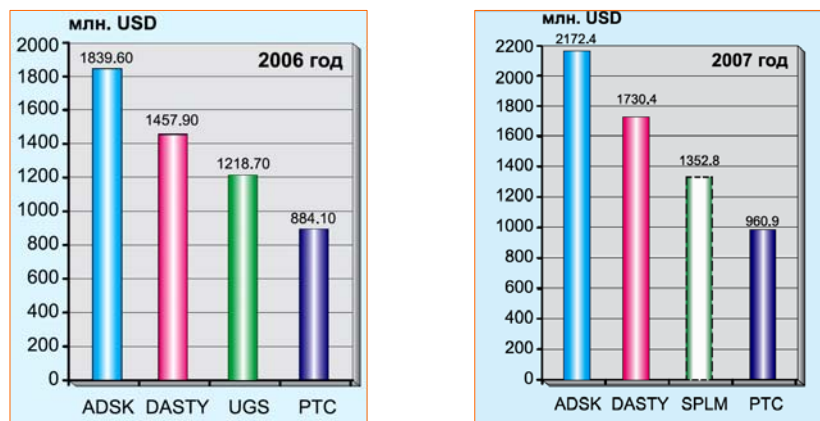


Рис. 1. Уровни доходов фирм – лидеров рынка СССР в 2006, 2007 гг. [3]

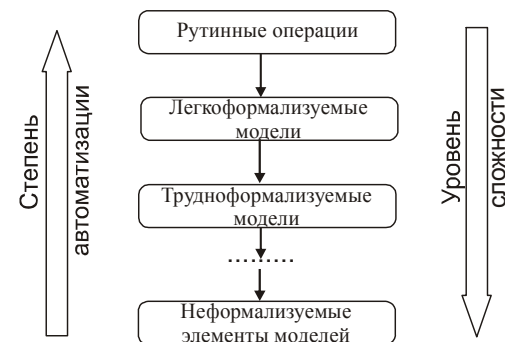


Рис. 2. Уровни сложности и степени автоматизации отдельных этапов проектирования, исследования и технологической подготовки производства новых изделий

В результате в разрезе соотношения научных разработок и САПР-технологий имеем ситуацию их раздельного существования. Крайними тенденциями при этом являются специальные, «заточенные» под конкретный тип изделий, корпоративные системы, с одной стороны, и универсальные САПР – с другой. Однако при создании конкретного изделия разработчику необходимо иметь *синтез-модели* именно под решение конкретного типа задач. Основным вопросом остается метод получения таких синтез-моделей.

Как один из вариантов решения описанной проблемы предлагается метод обобщенного параметрического описания элементов сложных механических систем, идея которого состоит в объединении операторного описания подмоделей. Это – центральная идея метода обобщенного параметрического описания элементов сложных механических систем [5]. При его использовании для описания того или иного класса конструкций формируется обобщенное параметрическое пространство  $P$ , представляющее собой объединение множеств  $P_G, P_T, P_F$ :

$$P = P_G \cup P_T \cup P_F, \quad (1)$$

где  $P_G, P_T, P_F$  – множества обобщенных параметров, однозначно и непротиворечиво описывающие геометрические, технологические и конечно-элементные модели исследуемых объектов (рис. 3).

Сами множества  $P_G, P_T, P_F$  состоят из элементов, от которых требуется следующее:

$$G = G(p), T = T(p), F = F(p) \forall p \in P \quad (2)$$

являются однозначными отображениями из множества  $P$  в множества моделей  $G, T, F$  (см. рис. 3). Данное отображение не является во всех случаях математически строго формализуемым. Но это свойство, вообще говоря, в рамках предложенного подхода и не требуется.

Поскольку формализация соотношения (2) порождает в общем случае значительные сложности, то предлагается, чтобы это отображение всего лишь было однозначным, алгоритмизируемым и корректным:

$$\forall p \in P \exists \{G, T, F\} : G = G(p), T = T(p), F = F(p), \quad (3)$$

$$[\{G_1, T_1, F_1\} = \{G_2, T_2, F_2\}] \Rightarrow p_1 = p_2, \quad (4)$$

$$\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \|p_\varepsilon - p\| = 0 \Rightarrow \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \|\{G_\varepsilon, T_\varepsilon, F_\varepsilon\} - \{G, T, F\}\|^* = 0, \quad (5)$$

где  $\|\bullet\|$  – некоторая норма;  $\|\bullet\|^*$  – некоторая псевдонорма.

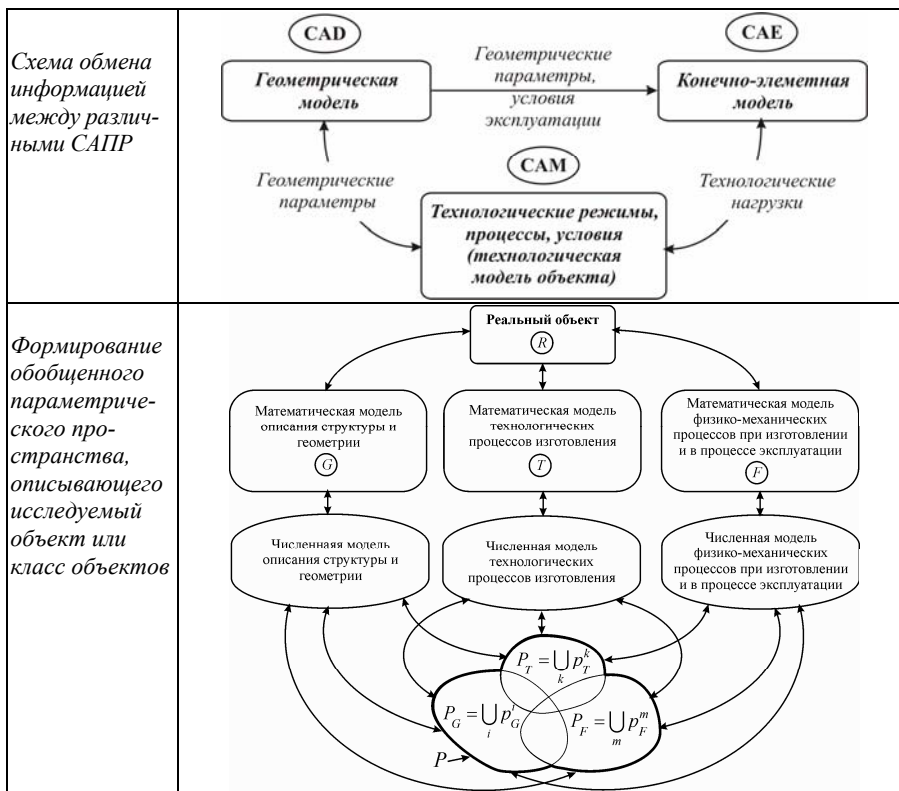


Рис. 3. Формирование обобщенного параметрического пространства для моделирования физико-механических процессов в элементах сложных механических систем

В пространстве обобщенных параметров каждый элемент представляет собой объект любой природы: число, структура, функция, распределение,

множество. Такая трактовка дает возможность формализовать процесс работы с обобщенными параметрами, распространив на них традиционный инструментарий параметрического анализа и синтеза. Кроме того, само существование соотношений (2), описывающих комплекс моделей  $M = \{G, T, F\}$ , не решает поставленную задачу. Необходимо разработать, учитывая сложность формализации (2), технологии реализации соответствия  $p \rightarrow M$ :

$$M = M(p). \quad (6)$$

Возникающая проблема обладает только кажущейся простотой. В действительности именно *разнородность* обобщенных параметров  $p$  и *неформализуемость* соотношений (2), (6) представляют в процессе исследований основные препятствия для их интенсификации на основе автоматизации при сохранении параметричности.

Нужно отметить, что многие системы CAD/CAM/CAE имеют широкий арсенал автоматизации большого числа этапов проектирования отдельных видов конструкций (например, модули автоматизированного проектирования элементов технологической оснастки, двигателей внутреннего сгорания и т.д.). В то же время множество элементов  $p$  в данном случае заранее ограничивается определенным кругом, выход за который сопряжен с потерей автоматизации, параметричности и т.д. Однако именно этот способ можно взять за прототип при алгоритмизации технологии генерирования комплекса моделей  $M$  по набору обобщенных параметров.

На рис. 4 представлена схема функционирования предлагаемой технологии моделирования. Особенность данной технологии состоит в том, что между комплексом математических моделей  $M = \{G, T, F\}$  и универсальными системами CAD/CAM/CAE помещается специализированная система-транслятор, которая для конкретного класса объектов реализует перевод соотношений (2), (6) в наборы инструкций  $S_G = S_G(p)$ ,  $S_T = S_T(p)$ ,  $S_F = S_F(p)$  в формате универсальных систем CAD/CAM/CAE. Это позволяет использовать на этапе моделирования всю мощь современных САПР, после чего проводить параметрический анализ и синтез. Соответствующий блок управления и специализированная база данных позволяют не только координировать информационные потоки в процессе автоматизированного проектирования, но и организовывать получаемые данные в структуры, пригодные для специализированных баз знаний и экспертных систем. Предложенная структура не дает общего решения проблемы для всех систем, а только для *отдельных классов объектов*, но при этом использует всю мощь универсальных САПР.

Особенно наглядно проявляются преимущества специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза при конечно-элементном моделировании. На схеме в центре (рис. 5) – критериальное

ядро конечно-элементных модели (КЭМ), а на периферии – пояс ограниченный. Видно, что любое парное отношение на схеме – конкурентное. Традиционный подход не позволяет решить задачу автоматизации создания параметризованных, качественных, управляемых КЭМ. В то же время применение предложенного подхода позволяет решить проблему создания таких моделей.

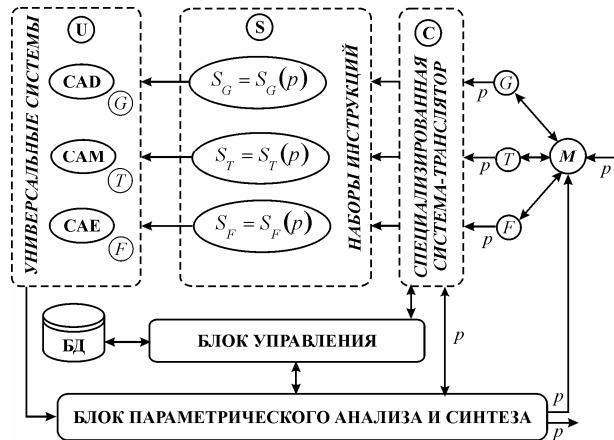


Рис. 4. Автоматизация этапов моделирования на основе обобщенного параметрического подхода и специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов сложных механических систем

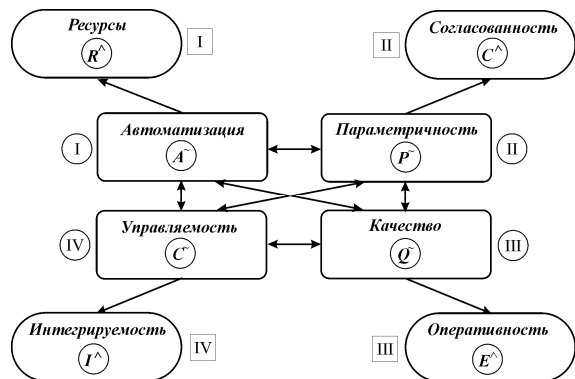


Рис. 5. Качественные характеристики конечно-элементных моделей (КЭМ) и соответствующие проблемные ограничения:  
 I – автоматизация процесса создания КЭМ; II – параметричность КЭМ;  
 III – качество КЭМ; IV – управляемость сеток КЭМ

Более того, решаются также проблемы, связанные с изменчивостью моделей, пополняемостью множества параметров, его полнотой (неполнотой) и сбалансированностью, миграцией параметров из подмножеств в подмножест-

ва (варьируемые – постоянные, заданные – искомые, значимые – пренебрегаемые), варьируемостью критериев и ограничений, идентификацией моделей и т.д.

**Реализация предложенной технологии моделирования.** Для реализации предложенной технологии автоматизированного моделирования физико-механических процессов в сложных механических системах, кроме разработки общих подходов и структур специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза, потребовалось также решение вопросов программно-аппаратного обеспечения исследований. В центре «Тензор» НТУ «ХПИ» для этих целей аккумулированы университетские и коммерческие лицензии Pro/ENGINEER, LS-DYNA, SolidWorks, Inventor, Компас, ANSYS, WinMachine.

Естественно, что при решении задач моделирования сложных объектов требуются значительные вычислительные ресурсы, особенно при конечно-элементном моделировании. Как вариант решения проблемы – кластерная организация компьютерных мощностей, осуществляющая технологию распределенных вычислений при решении задач большой размерности.

На этой базе были выиграны несколько международных грантов, в ходе выполнения которых предложенная теория, технология и системы прошли лабораторную проверку [6]. Особенно необходимо отметить метод голографической интерферометрии и уникальные контактные пленки фирмы Fujitsu, привлекаемые для оценки точности численных исследований.

**Примеры реальных проектов.** Создан мощный инструмент моделирования в виде специализированного программно-аппаратно-модельного комплекса. Он дал возможность выполнить ряд реальных проектов. Тут следует отметить, что при их выполнении пришлось иметь дело со сложными системами, когда по некоторым факторам модели выходят на предел имеющихся возможностей (будь-то вычислительные, программные, математические или иные). Все проекты состоят из научных компоненты, высокоинтеллектуализированных моделей и конкретных результатов, внедренных в практику.

Особое место занимает проект с участием фирмы Nordex (Германия), ОАО «Азовмаш», Института электросварки им. Е. О. Патона НАН Украины, Головного конструкторско-технологического института (ГСКТИ, г. Мариуполь) и Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» по оптимизации силовых элементов ВЭУ большой мощности (рис. 6).

Потребовалось решить значительные проблемы, чтобы создать качественную конечно-элементную параметризованную модель, которая прошла международную экспертизу, содержит самые передовые теоретические модели механики разрушения и, в конце концов, результат – реальные изделия с ресурсом 20 млн. циклов.

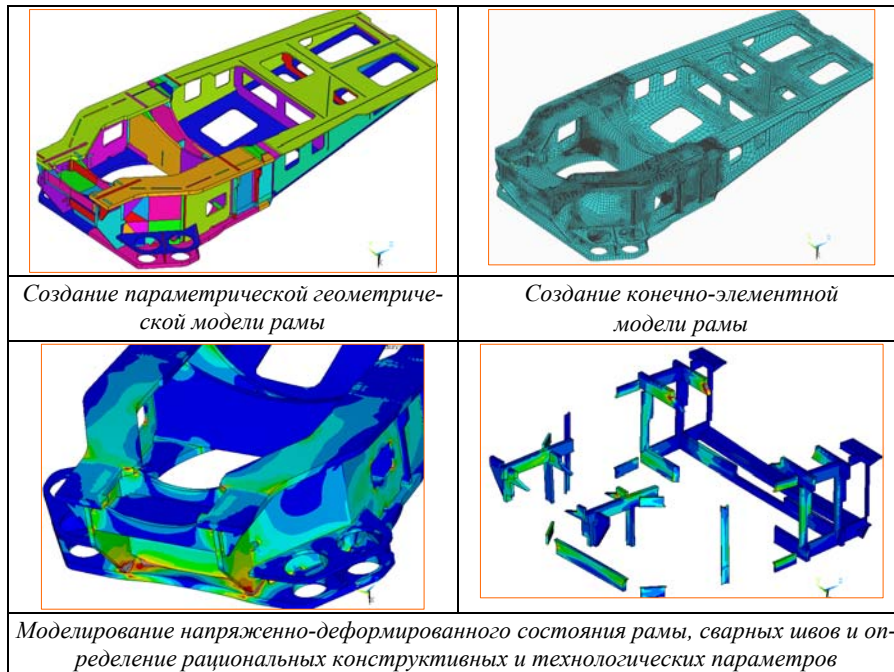


Рис. 6. Этапы исследований, проектирования и изготовления сварных рам ветроэнергетических установок большой единичной мощности

Еще один завершённый проект – по выбивной машине для уникальной линии крупного вагонного литья в ЗАО «АзовЭлектроСталь». Разработанный подход позволил не только выявить причины поломок ответственной машины, но и выработать рекомендации по оптимальному проектированию. Конечный результат – оптимизированная машина с межремонтным ресурсом 300 млн. циклов (рис. 7).

Те же подходы – при выполнении проектов механизма наклона уникальной электроплавильной печи на 60т. В данном случае проведено комплексное исследование кинематики, динамики, контактной прочности и напряженно-деформированного состояния элементов механизма наклона. Проведено макетное и численное моделирование объекта, что дало возможность разработать рекомендации по проектированию, внедренные при разработке электроплавильной печи для ЗАО «АзовЭлектроСталь» в 2008 г. (рис. 8).

**Заключение.** Подытоживая, можно отметить, что предложена, обоснована, реализована и опробована *новая технология* моделирования элементов сложных механических систем, составляющая перспективное научное направление. В работе представлены только отдельные этапы предложенной технологии исследований, проиллюстрированной некоторыми результатами.

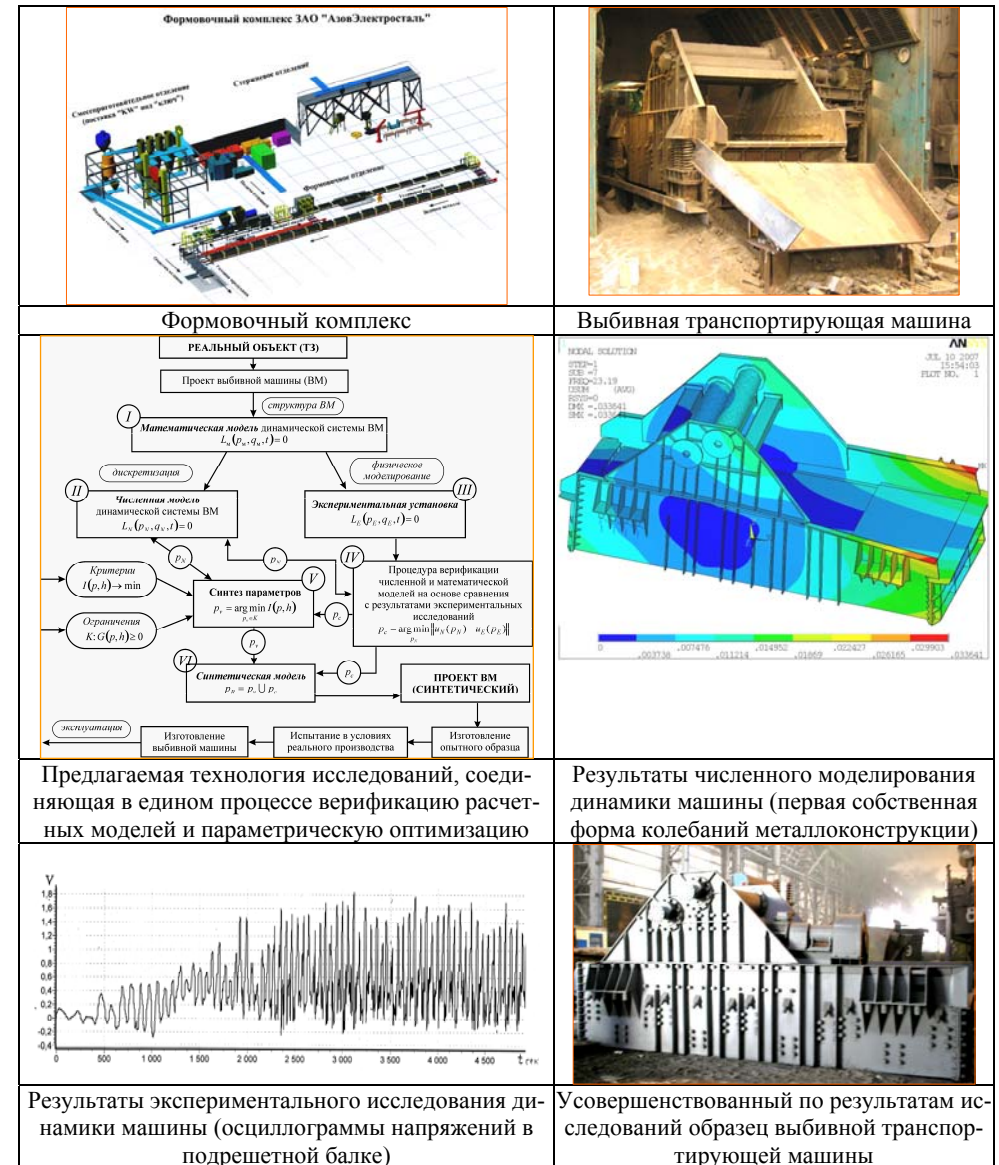


Рис. 7. Этапы исследований и совершенствования выбивной транспортирующей машины для выбивки крупного вагонного литья



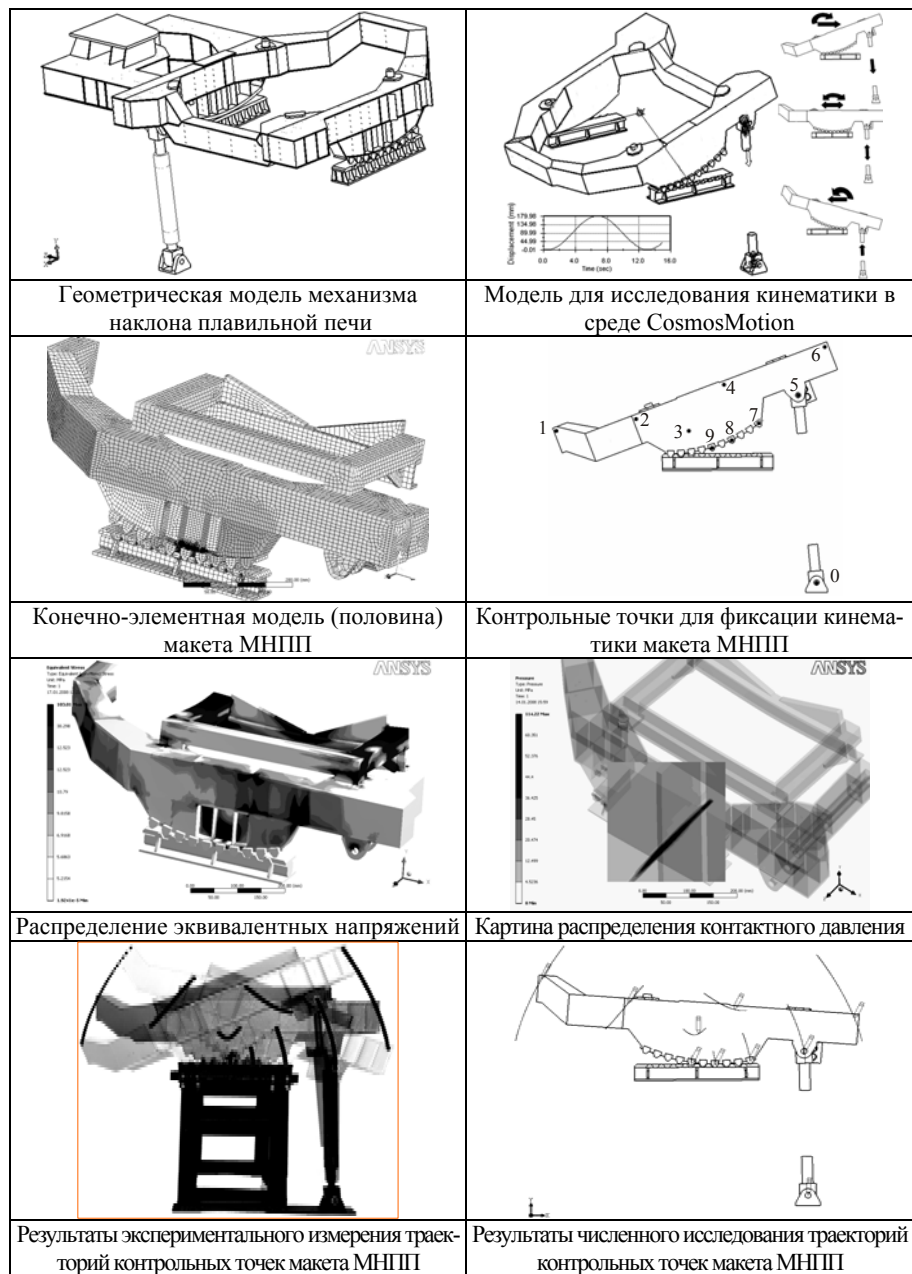


Рис. 8. Этапы исследований механизма наклона плавильной печи (МНПП)

Основное преимущество описанного в статье подхода состоит в решении задачи создания эффективного метода автоматизации процесса генерирования моделей на различных этапах исследования сложных механических систем. Вместо решения задачи в общей постановке для широкого класса конструкций предложена методика действий, приводящая к результату для определенного семейства объектов, представляющих интерес при проектировании того или иного типа машин или механизмов. Таким образом, путь громоздкого универсального моделирования заменяется моделированием, ориентированным на конкретный класс объектов, однако обладающим полным инструментарием средств моделирования, присущих современным CAD/CAM/CAE-системам. Более того, предложен инструмент интегрирования в эти модели научных разработок, что существенно повышает ценность и создаваемых моделей, и результатов, с их помощью получаемых.

При этом задекларировано появление качественно новых типов научной продукции: *мета-системы*, *мета-модели* и *мета-технологии* исследований на стыке проблем машиноведения, технологии машиностроения и информационно-компьютерных технологий.

По всем признакам и предложенная технология, и модели, и системы уже являются востребованными, а в перспективе – сверхвостребованными на отечественных и зарубежных предприятиях, НИИ, КБ и инженерных фирмах.

*Работа выполнена в рамках проекта ИТ/480-2007 МОН Украины.*

**Список литературы:** 1. *Норенков И.П.* Основы автоматизированного проектирования. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 336с. 2. *Куньву Ли.* Основы САПР (CAD/CAM/CAE). – СПб.: Питер, 2004. – 560с. 3. *Суханов Ю.* “Короли” и “капуста” – 2007. Финансовые итоги крупнейших разработчиков САПР/PLM за 2007 г. Часть I. Фактологический аспект. – CAD/CAM/CAE Observer #2 (38) / 2008. – 8–16. 4. *Суханов Ю.* “Короли” и “капуста” – 2007. Финансовые итоги крупнейших разработчиков САПР/PLM за 2007 г. Часть II. Статистический аспект. – CAD/CAM/CAE Observer #3 (39) / 2008. – С.1–8. 5. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57–79. 6. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Глуценко Э.В., Ткачук А.В.* Решения задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С.85–96.

*Поступила в редколлегию 24.04.08*

**В.Н. ВЛАСЕНКО**, канд. техн. наук, директор АОЗТ «НИИ «Редуктор»,  
**В.М. ФЕЙ**, гл. инженер АОЗТ «НИИ «Редуктор», г. Киев

### **МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ СОВРЕМЕННЫХ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

Розглянуті вимоги до сучасних вітроенергетичних установок.

Making of modern wind-energy drives are considered.

Резкое повышение цен на газ и ограниченные источники его добычи заставляют многие государства задуматься о том, какие источники энергии могли бы стать ему альтернативой. Наряду с традиционными методами – переводом тепловых электростанций на уголь, эффективным использованием шахтного газа и разработкой шельфовых месторождений углеводородов – вновь заговорили и о более активном использовании нетрадиционных источников энергии. В частности, солнечных и ветроэнергетических установок.

Чтобы обеспечить энергобаланс государства, необходимо найти оптимальное сочетание всех этих источников энергии. Однако, именно с поисками оптимума – большие проблемы. В каждом из альтернативных направлений пока доминируют лоббисты, которые часто дискредитируют эти направления и тем самым тормозят их развитие. Именно так происходит с ветроэнергетикой.

За счет ветроэнергетических установок можно покрыть до 40-50% потребности в электроэнергии.

Современная ветроустановка является одним из самых высокотехнологичных агрегатов. Эта внешне простая башня с гондолой, мультипликатором, генератором и крыльями по сложности используемых технологией сравнима разве что с самолетом.

Ветроэнергетические установки (ВЭУ) в зависимости от мощности подразделяются на большие (свыше 100 кВт), средние (от 30 до 100 кВт) и малые (до 30 кВт). Большие ВЭУ работают по той же схеме, что и традиционные ТЭС, ГЭС и АЭС: сбрасывают выработанную электроэнергию в магистральные сети.

Ветровая установка – это энергетическая преобразующая система, использующая ветер как источник энергии для производства электроэнергии.

Все энергетические преобразующие системы имеют ротор, состоящий из одной или больше лопастей, которые преобразуют энергию ветра в крутящий момент вала. Природа аэродинамики ограничивает скорость ротора до уровня ниже требуемых стандартными генераторами. Из-за разницы скоростей часто

необходим мультипликатор, который увеличивает скорость для того, чтобы установка работала экономично.

В 2007 г. АОЗТ «НИИ «Редуктор» в рамках плана работ ТК-47 проведена разработка гармонизированного стандарта ДСТУ ISO [1], содержащего требования к конструкции мультипликаторов и технические условия для их производства. В рамках инициативной работы разработан технический проект опытного образца мультипликатора для ветроустановки мощностью 600 кВт.

Редуктор ветровой установки является мультипликатором, который увеличивает относительно низкую скорость ротора до скорости генератора. Применение его очень ответственно и требует тщательного рассмотрения нагрузок для того, чтобы гарантировать адекватную нагрузочную способность в пределах ограничений по размерам и массе. Редукторы (мультипликаторы) должны проектироваться с учетом достижения высокого коэффициента полезного действия и минимального уровня шума. Из-за большого количества ветровых установок на определенной площади и ограниченной доступности для технического обслуживания надежность и обслуживание являются важными факторами. Эксплуатационная окружающая среда требует, чтобы редукторы были стойкими к экстремальным значениям температуры, загрязнению и коррозии. Большинство изготовителей ВУ применяют стандартный монтаж редукторов на валу или монтаж на лапах. Это объясняется тем, что эти редукторы не специально проектировались для использования в ВЭУ; некоторые конструкции подшипников не могут быть адекватными для условий динамических нагрузок установок. Также могут быть недостаточно жесткими корпуса, чтобы обеспечить соответствующее положение подшипников и зубчатых колес. Поэтому рекомендуется провести испытания с полной нагрузкой этих типов редукторов перед использованием их в ВЭУ.

При проектировании были учтены технические требования, изложенные в [1].

Нагрузки должны включать:

- гистограмму крутящий момент – частота, включая все рабочие и переходные процессы;
- отношения крутящий момент – скорость;
- другие нагрузки, воздействующие на конструкцию редуктора, приведенные в количестве циклов, базирующиеся на усталости.

Покупатель (заказчик) обязан указать в документе нагрузок отдельные коэффициенты безопасности и погрешности, используемые при установлении нагрузок;

- требования к сертификации, окружающей среде, наблюдению и контролю, квалификационным испытаниям, запуску, транспортированию и монтажу редукторов;

- требования к установлению показателей составных частей, нормированию долговечности зубчатых передач, термической мощности; определению подшипников и их смазки, долговечности валов, корпусов и уплотнений;
- требования к элементам зубчатых передач (коэффициенту ширины зубчатого венца, смещению исходного контура, модификации профиля, толщине обода сателлита, материалам зубчатых колес и их термической обработке, точности, шероховатости рабочей поверхности зуба);
- рекомендации по выбору подшипников и установке их в редукторе;
- требования к валам, шпонкам и шлицам (материалу, безшпоночным соединениям, посадкам, шпонкам, шлицевым соединениям);
- требованиям к корпусам, в т.ч. расположению составных частей редуктора, материалу, деформации, точности, смотровым отверстиям, крышкам и соединениям составных частей;
- выбор, применение и контроль смазки редуктора (тип и вязкость смазки, метод смазывания, температура масла), зубчатых передач, подшипников, минимальное количество масла в системе, регулирование температуры, контроль состояния смазки, чистоты масла, масляные фильтры пробки слива и заливки, маслоуказатель, отдушина и др.);
- требования к другим важным элементам редуктора (уплотнениям, присоединяемым устройствам, крепежным изделиям, покрытиям);
- требования к гарантии качества редуктора.

#### **Общие выводы.**

1. Ветроэнергетика является одним из наиболее эффективных и экологически чистых способов получения электрической энергии, способной покрыть 40-50% потребности.
2. Редукторы (мультипликаторы), необходимые для увеличения скорости ротора до скорости, требуемой для выработки электроэнергии, должны обеспечивать передачу высоких нагрузок при минимальных габаритных размерах и массе, максимально высокий коэффициент полезного действия при сроке службы не менее 20 лет.
3. Лучшей компоновкой мультипликатора является комбинированный редуктор, тихоходная ступень которого – планетарная прямозубая передача, а быстроходная и промежуточная ступени – цилиндрическая косозубая.
4. Зубчатые передачи мультипликатора должны изготавливаться из высокопрочных легированных сталей, подвергаемых цементации и закалке до твердости рабочих поверхностей зубьев HRCэ 60...63. Точности зубчатых передач не ниже 6 степени ГОСТ 1643.
5. Подшипники валов должны обеспечивать требуемую долговечность с учетом срока службы мультипликатора. Предпочтение следует отдавать радиальным подшипникам с цилиндрическими роликами и сферическим роликовым подшипникам.

6. Корпусные детали должны быть определенной геометрической формы и обеспечивать жесткость, прочность и точность конструкции.

Конфигурация, составные элементы корпуса, его разъемы определяются на стадии рабочего проектирования редуктора (мультипликатора).

7. Выбор системы смазки (циркуляционной, разбрызгиванием или их комбинацией) и смазочных материалов производится на основе расчета термической мощности при рабочем проектировании мультипликатора.

**Список литературы:** 1. *DCTV ISO 81400-4*. Вітрові установки. Ч. 4. Конструкція і технічні умови редукторів.

*Поступила в редколлегию 27.04.08*

УДК 621.825.54(088.8)

**В.О. МАЛАЩЕНКО**, докт. техн. наук, НУ "Львівська політехніка",  
**П.В. КАРНАУХ**, НУ водного господарства та природокористування

### **ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ПРИВОДІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ІЗ ЗАПОБІЖНИМИ ФРИКЦІЙНИМИ МУФТАМИ**

В работе представлена классификация предохранительных фрикционных муфт с криволинейными поверхностями контакта фрикционных элементов. Установлена причинно-следственная связь между переменным коэффициентом трения по криволинейным поверхностям муфты и уравнением линий контакта фрикционных элементов.

In diesem Werk ist die Klassifizierung der Sicherheitsfriktionskupplungsmuff mit krummlinigen Oberslächen des Kontakts der Ffriktionselemente dargestellt. Der ursächlich-resultative Verbindung mit dem Wechselkoeffizient der Reilung auf den krummlinsgen Muffoberflächen und die Gleichung der Kontaktlinien der Ffriktionselement sind bewiesen.

Механічні приводи здебільшого мають різноманітні муфти, які суттєво впливають на довговічність передач, що входять у кінематичні ланцюги приводних систем.

Відомі конструкції запобіжних фрикційних муфт, що здатні передавати підвищений обертальний момент [1, 3, 5-7].

Аналіз літературних джерел та патентної інформації показує, що класифікація запобіжних фрикційних муфт носить розрізнений характер та в основному розроблена для випадків, коли лінія контакту фрикційних елементів виконана у вигляді прямої. Навантажувальна здатність таких муфт є обмеженою та визначена для плоских поверхонь тертя [3, 9].

Метою даної роботи є наукове узагальнення та доповнення відомої інформації на основі розробки класифікації, що включає нові конструкції запобіжних муфт з криволінійними поверхнями контакту фрикційних елементів, визначення їх навантажувальної здатності та порівняння з відомими муфтами.

В основу доповнення класифікації (рис. 1) покладені нові конструкції запобіжних фрикційних муфт, що захищені відповідними авторськими свідоцтвами СРСР та патентами Російської Федерації і мають такі загальні конструктивні та експлуатаційні ознаки: форму контактуючої поверхні, число поверхонь тертя, умови експлуатації, наявність оберненого зв'язку, особливості запобіжних елементів та елементів тертя.

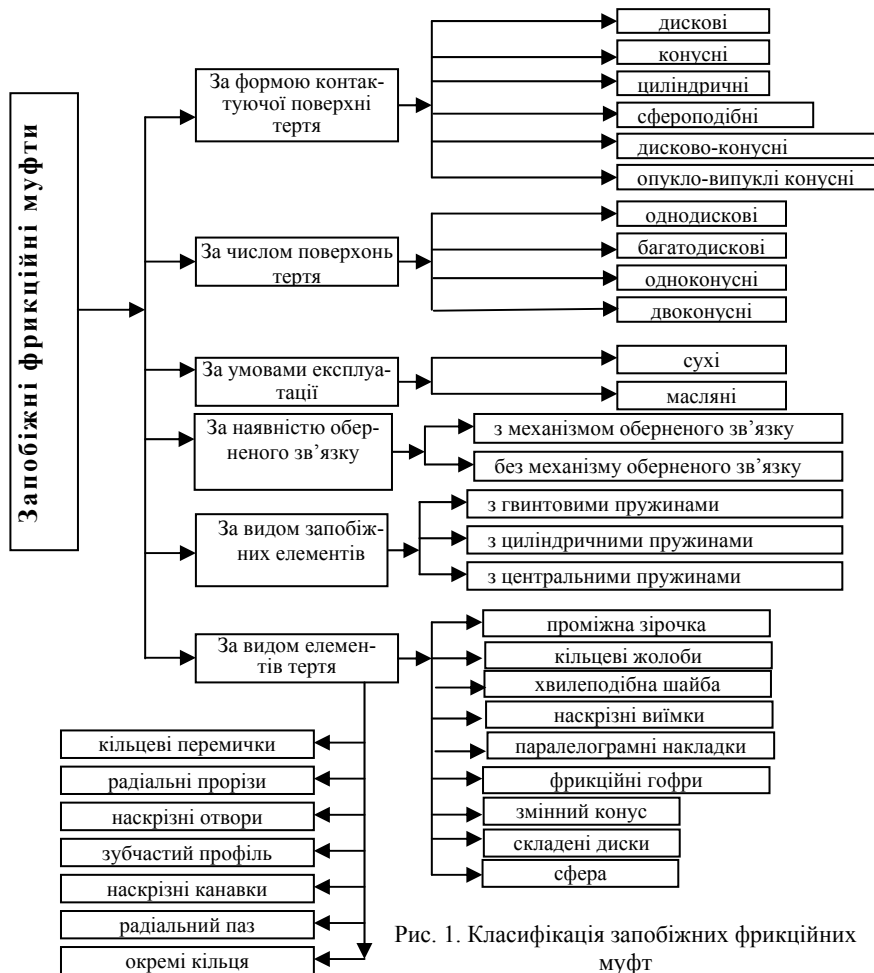


Рис. 1. Класифікація запобіжних фрикційних муфт

Запропонована класифікація вбирає доповнення конструктивними елементами, які мають ознаки світової новизни. Зокрема, за формою контактуючої поверхні введено поняття “дисково-конусні”, “опукло-випуклі конусні”, “сфероподібні”, а за видом елементів тертя – “змінний конус”, “складені диски”, “сфера”.

В роботах [2, 4, 5] частково було розкрито конструктивно-силовий взаємозв'язок нової фрикційної муфти з криволінійними поверхнями тертя згідно з [1] та висловлено гіпотезу про те, що змінний коефіцієнт тертя на криволінійних поверхнях муфти обернено пропорційний довжині дотичної до цієї поверхні, проведеної через точку контакту фрикційних елементів. Такий підхід дозволив отримати аналітичну залежність між основними габаритами муфти за умови рівності питомого навантаження на фрикційних поверхнях, проте для визначення обертального моменту муфти цього недостатньо, бо невідомо, яких значень набуває змінний коефіцієнт тертя в залежності від осьових габаритів муфти.

Для встановлення закону зміни коефіцієнта тертя та визначення навантажувальної здатності муфти розроблено розрахункову схему для лівої частини проміжного диску муфти згідно з А.С. СРСР №1610114, що показана на рис. 2. Для порівняння навантажувальної здатності муфт [1] та [2] припускалось, що вони мають однакові радіальні та осьові габарити, тобто осьова довжина виступів  $m=24\text{мм}$ ;  $\frac{d_1-d_2}{2} = 12\text{мм}$  (рис. 2).

В декартовій системі координат в масштабі 10:1 побудовано лінію контакту верхньої частини першого виступу для випадку, коли вона описується функцією  $f(x) = e^{K_1 x}$  (рис. 3). Для визначення  $K_1=0,1$  в рівняння лінії контакту підставлялись відповідні значення функції та аргументу. Довжина дотичної між віссю  $OX$  та точкою контакту визначається, базуючись на відомій формулі [8]

$$l_{g_1} = \left| \frac{y_1}{y_1'} \sqrt{y_1'^2 + 1} \right|, \quad (1)$$

де  $l_{g_1}$  – довжина дотичної між точкою дотику та віссю  $OX$ ;  $y_1$  і  $y_1'$  – значення функції та її похідної в точках дотику відповідно  $f(x)$ .

На рис. 3 наведено графік зміни довжин дотичних в точках дотику фрикційних елементів в однаковому масштабі із лінією контакту. Встановлено причинно-наслідковий зв'язок між змінним коефіцієнтом тертя на криволінійних поверхнях муфт та рівняннях лінії контакту фрикційних елементів. Для цього відповідні ординати довжин дотичних поділено на ординати точок контакту фрикційних елементів. Отримані значення абстрактних коефіцієнтів в залежності від осьових габаритів муфти зведено в таблицю.

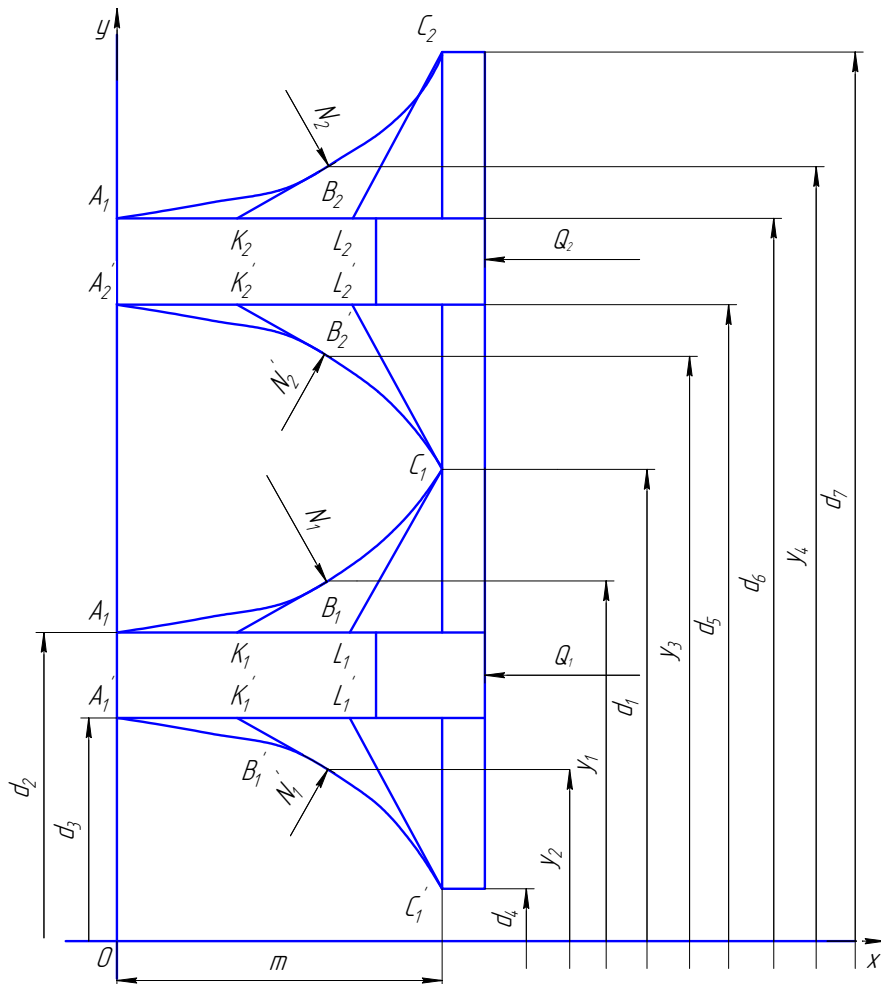


Рис. 2. Розрахункова схема лівої частини проміжного диска

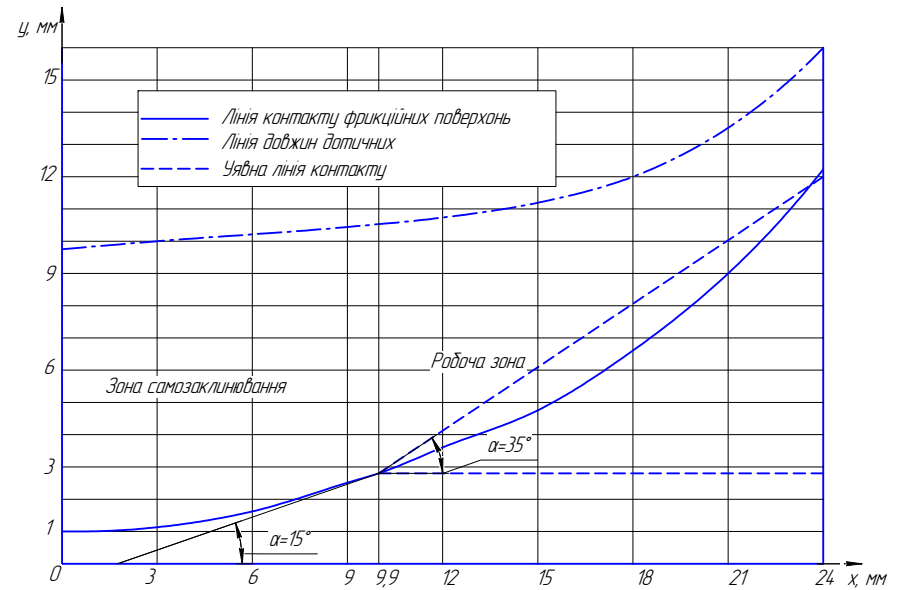


Рис. 3. Залежність зміни довжин дотичних для лінії контакту  $y=e^{0,1x}$

Таблиця.  
Значення допоміжної функції  $\Phi_1(l_g)$  для визначення  $f_{зм}$  для лінії контакту  $f(x) = e^{0,1x}$

X, мм	3	6	12	18	24
$\Phi_1(l_g)$	7,53	5,64	3,2	1,94	1,3

Змінний коефіцієнт тертя  $f_{зм}$  на криволінійній поверхні верхньої частини першого виступу тепер можна записати у вигляді:

$$f_{зм} = f_1' \cdot \Phi_1(l_g), \quad (2)$$

де  $f_1'$  – приведений коефіцієнт тертя в цапфі;  $\Phi_1(l_g)$  – допоміжна функція.

Величина  $f_1'$  застосована з огляду на те, що існує аналогія між конструкціями цапфи і муфти, а приведений коефіцієнт тертя не залежить від радіуса тертя цапфи. Після інтерполяції [8]  $\Phi_1(l_g)$  і  $f_1'$  набувають аналітичного вигляду

$$\Phi_1(l_g) = 0,01x^2 - 0,67x + 9,32; \quad (3)$$

$$f_{зм} = \frac{4}{\pi} f(0,01x^2 - 0,67x + 9,32), \quad (4)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання матеріалу фрикційних елементів.

Проведено перевірку достовірності методу визначення змінного коефіцієнту тертя на криволінійній поверхні фрикційних елементів, у основу якої покладені такі міркування: будь-яка крива лінія є загальним випадком прямої лінії і при певних параметрах може в неї перетворюватися. Якщо запропонований метод визначення  $f_{зм}$  є вірним для криволінійної поверхні, то він є вірним і для окремих випадків, коли лінія контакту фрикційних елементів виконується у вигляді прямої. Такими окремими випадками є відомі класичні рішення в конструкціях дискових та конусних фрикційних муфт. Для зручності проведення обчислень розглянуто випадок, коли лінія контакту конусної муфти (рис. 4) нахилена до її осі під кутом  $\alpha=45^\circ$ , а загальне рівняння прямої  $y=K_2x+b$  при  $K_2=1$  і  $b=2$  набуло вигляду  $y=x+2$ . На рис. 4 побудовано графік зміни довжин дотичних в кожній точці лінії контакту. Поділивши кожну відповідну ординату лінії довжини дотичних на ординату точок контакту фрикційних елементів, встановлено, що

$$\Phi_1(l_g) = \sqrt{2} \text{ і } f_{зм} = \frac{f}{\sin \alpha}, \quad \text{при } \alpha = 45^\circ.$$

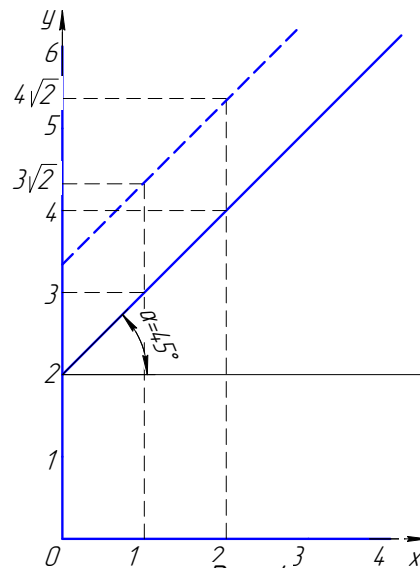


Рис. 4. Залежність зміни довжини дотичних для лінії контакту  $y=x+2$

Отже, для конусної муфти достовірність запропонованого методу визначення приведенного коефіцієнта тертя доведена. Для дискової муфти (рис. 5)

приведений коефіцієнт тертя  $f$  збігається з коефіцієнтом ковзання фрикційних матеріалів і може бути визначений як

$$f_{зм} = f\Phi(l_g) = f \frac{r_1}{r_1} = f \frac{r_2}{r_2} = f,$$

де  $r_1$  і  $r_2$  – найбільші і найменші радіуси тертя дискової муфти.

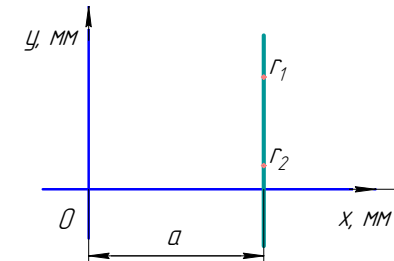


Рис. 5. Залежність зміни довжин дотичних для лінії контакту  $x=a$

Достовірність запропонованого методу визначення зведеного коефіцієнту тертя на криволінійній поверхні доведено для часткового випадку відомих дискових муфт.

Тепер розглянемо відомі конусні муфти, для яких під час роботи має місце явище самозаклинювання [3, 9]. Тому на практиці для них приймають кут конусності  $\alpha \approx 15^\circ$ . З огляду на це проведено дослідження осьових габаритів за умови відсутності самозаклинювання муфти. Мінімальний кут нахилу дотичної в точці контакту фрикційних елементів, при якому можлива робота муфти без самозаклинювання, рівний мінімальному куту конусності  $\alpha \approx 15^\circ$ . Із означення кутового коефіцієнту прямої [8] відомо, що

$$K_s = (e^{0,1x})' = 0,1e^{0,1x} = \operatorname{tg} 15^\circ = 0,27. \quad (5)$$

Із (5) не важко встановити, що  $x=9,9$  мм – це така абсциса, починаючи з якої муфта працює без самозаклинювання. Відповідно цьому осьові габарити муфти поділено на дві зони: зона самозаклинювання ( $0 < x < 9,9$ ) і робоча зона ( $9,9 < x < 24$ ) (рис. 3). За рахунок точного встановлення межі зони самозаклинювання, у якій муфта конструктивно не виконується, уможливується суттєве зменшення осьових габаритів муфти, що відповідають робочій зоні.

#### Висновки.

1. Запропонований метод визначення зведеного коефіцієнту тертя має теоретичне та практичне значення і дає нове уявлення про закономірності процесу сухого тертя між тілами з криволінійними робочими поверхнями.

2. Перевірка його достовірності проведена для окремих традиційних випадків, коли контакт між фрикційними елементами є лінійний. Розглядалися при цьому дискові та конусні муфти, і одержані класичні аналітичні залежності визначення приведенного коефіцієнту тертя на цих поверхнях, що повністю підтверджує правильність одержаних закономірностей аналітичним шляхом.

3. Встановлена закономірність зміни зведеного коефіцієнту тертя на криволінійних поверхнях муфти значно підвищує точність визначення значень обертального моменту, що передається муфтою, покращує рівномірність питомого навантаження поверхонь тертя тощо, тому може бути застосована для проведення уточнювальних розрахунків різноманітних об'єктів машинобудування під час їх проектування та експлуатації.

**Список літератури:** 1. А.С. 1610114 СССР МКИ F16D 7/02, 13/64. Дисковая фрикционная муфта / С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко, П.В. Карнаух (СССР). – № 4651070/31-27. Заявлено 02.01.89. Опубл. 30.11.90, Бюл. №44, 1990. – 3с. 2. Карнаух П.В. Статичні навантаження на фрикційних дисках муфт з криволінійними поверхнями тертя // Збірник статей за матеріалами III науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів та студентів академії 24 березня-16 квітня 1997р. – Ч.4. Механізація і автоматизація. – Рівне: Видавництво УДАВГ, 1997. – С.5–7. 3. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2006. – 196с. 4. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Карнаух П.В. Пошук раціонального співвідношення геометричних параметрів запобіжної фрикційної муфти. – Львів. Науковий вісник НЛУУ. – Вип.17.2, 2007. – С.88–92. 5. Малащенко В.О., Карнаух П.В. Визначення навантажувальної здатності запобіжної фрикційної муфти з дугоподібним профілем фрикційних елементів. – Луганськ. Вісн. СУНУ ім. В.Даля. – № 9(115), 2007. – С.109–112. 6. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Пінчук А.В. Розподіл питомого тиску на бокових поверхнях кілець фрикційної муфти підвищеної навантажувальної здатності. Науковий вісник УДАУ. – Вип. 15.2, 2005. – С.51–56. 7. Малащенко В.О., Пінчук А.В. Дискова фрикційна муфта. Патент України № 53242А. – Бюл. №1, 2003. – 4с. 8. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для вузов. Т.1. – М.: ”Наука”, 1978. – 456с. 9. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384с.

Поступила в редколлегию 30.04.08

УДК 621.833

**А.В. БОНДАРЕНКО**, магистр, НТУ “ХПИ”  
**А.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

### **ОПТИМИЗАЦИЯ ТРЕХВАЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ПО КРИТЕРИЮ МИНИМАЛЬНОГО МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ**

Розглянуто методику знаходження оптимальної розбивки загальних передаточних чисел коробки між постійним та змінними зачепленнями за критерієм мінімізації міжосьової відстані із умови контактної міцності зубців. Записано цільову функцію, сформульовані обмеження на змінні проектування, зокрема з урахуванням згінної міцності зубців.

The method of finding of the optimum separation of gearbox transmission ratio between constant and variable gearings is considered. It's base on the criterion of axes distance minimization from the condition of contact strength. An objective function is written, limits are formulated on the variable planning, including taking into account teeth bending strength.

#### **Актуальность задачи.**

Современное машиностроение, особенно такие его ведущие отрасли, как транспортное машиностроение, предъявляет все более жесткие требования по массогабаритным характеристикам к приводам машин и, следовательно, к такому их элементу, как коробки передач (КП). Поэтому максимально возможное снижение габаритов последних является актуальной задачей.

#### **Постановка задачи.**

Наибольшее распространение в трансмиссиях транспортных средств (например, автомобилей) получили КП, выполненные по трехвальной схеме (см. рис.). Как видно, передаточное число КП на каждой  $i$ -й “непрямой” передаче  $u_{КПi}$  определяется зависимостью

$$u_{КПi} = u_{pz} u_i, \quad (1)$$

где  $u_{pz}$  – передаточное число зубчатой пары постоянного зацепления;  $u_i$  – передаточные числа зубчатых пар, включаемых на  $i$ -х передачах.

Таким образом, на каждой передаче мы получаем двухступенчатый соосный редуктор, передаточные числа внутри которого могут быть разбиты по различным соотношениям. Обычно, с целью снижения массы и габаритов, стремятся обеспечить равнопрочность ступеней по контактному напряжению при минимальном межосевом расстоянии редуктора  $a_w$ . Такой подход широко применяется в редукторах общего назначения, и для них существуют различные зависимости и графики [1].

В нашем случае задача усложняется неоднозначностью решения, по-

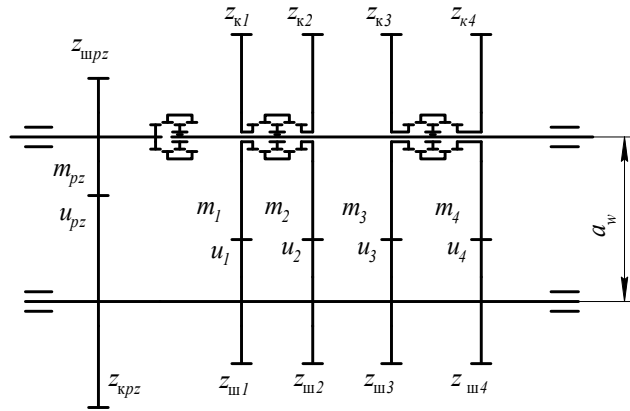


Рис. Схема трехвальной КПП

скольку для каждой  $i$ -й передачи будет найдена своя оптимальная разбивка, но передаточное число  $u_{pz}$  должно быть одинаковым. Следовательно, возникает необходимость в решении комплексной задачи оптимизации КПП по критерию минимального межосевого расстояния при одновременной равнопрочности всех зацеплений по контактным напряжениям.

### Пути решения задачи.

Как известно [2], постановка оптимизационной задачи заключается в построении целевой функции с определением переменных проектирования и формировании системы ограничений. Примем за основу подход, предложенный в работе [3], с учетом специфики нашей задачи.

#### 1. Целевая функция.

Введем целевую функцию как сумму межосевых расстояний пары постоянного зацепления  $a_{wpz}$  и включаемых на каждой  $i$ -й передаче пар  $a_{wi}$ , т.е.

$$\Phi_a = a_{wpz} + \sum_{i=1}^n a_{wi} \rightarrow \min, \quad (2)$$

где  $n$  — количество "непрямых" передач в КПП.

Межосевое расстояние каждого зацепления (если суммарный коэффициент смещения исходного контура  $x_\Sigma = 0$ ):

$$a_{wpz} = \frac{m_{pz}(z_{шpz} + z_{кpz})}{2 \cos \beta_{pz}}; \quad a_{wi} = \frac{m_i(z_{шi} + z_{ки})}{2 \cos \beta_i}, \quad (3)$$

где  $m_{pz}, m_i, z_{шpz}, z_{шi}, z_{кpz}, z_{ки}, \beta_{pz}, \beta_i$  — модули, числа зубьев шестерен и колес, углы наклона зубьев в соответствующих зацеплениях, которые и будут являться переменными проектирования при оптимизации.

Таким образом, мы получаем однокритериальную задачу поиска минимума целевой функции (2) с размерностью  $N=4+4n$ , т.к. для каждого зацепления имеются 4 переменных проектирования ( $m, z_{ш}, z_{к}, \beta$ ). Тогда целевую функцию запишем в виде

$$\Phi_a(m_{pz}, m_1, \dots, m_n, z_{шpz}, z_{ш1}, \dots, z_{шn}, z_{кpz}, z_{к1}, \dots, z_{кn}, \beta_{pz}, \beta_1, \dots, \beta_n) = \frac{m_{pz}(z_{шpz} + z_{кpz})}{2 \cos \beta_{pz}} + \sum_{i=1}^n \frac{m_i(z_{шi} + z_{ки})}{2 \cos \beta_i} \rightarrow \min. \quad (4)$$

#### 2. Ограничения на переменные проектирования.

##### 2.1. Равенство межосевых расстояний всех зацеплений КПП:

$$a_{wpz} = a_{w1} = a_{w2} = \dots = a_{wn}. \quad (5)$$

2.2. Соотношения чисел зубьев должны приближенно обеспечивать вперед заданные передаточные числа КПП  $u_{КППi}$ , т.е.

$$\frac{z_{кpz}}{z_{шpz}} \cdot \frac{z_{ки}}{z_{шi}} = u_{pz} u_i \approx u_{КППi}. \quad (6)$$

Приближенность этого ограничения связана с целочисленностью зубьев.

##### 2.3. Числа зубьев всех колес должны находиться в диапазоне

$$z_{\min} \leq z_j \leq z_{\max}, \quad (7)$$

где  $z_{\min}$  определяется из отсутствия подрезания зубьев, а  $z_{\max}$  — по конструктивным и технологическим соображениям (например, по ограничениям для зуборезных станков).

##### 2.4. Передаточные числа всех зацеплений не должны превышать величин

$$u_{pz} = \frac{z_{кpz}}{z_{шpz}} \leq u_{pz \max}; \quad u_i = \frac{z_{ки}}{z_{шi}} \leq u_{i \max}, \quad (8)$$

где  $u_{pz \max}, u_{i \max}$  назначаются по конструктивным соображениям, обычно —



из ограничений на диаметральные габариты КП.

2.5. Углы наклона зубьев во всех зацеплениях должны находиться в диапазоне

$$\beta_{\min} \leq \beta_{pz} \leq \beta_{\max}, \quad \beta_{\min} \leq \beta_i \leq \beta_{\max}, \quad (9)$$

где  $\beta_{\min}$  определяется порогом, ниже которого косозубое зацепление практически не имеет преимуществ перед прямозубым;  $\beta_{\max}$  – из условия допустимых осевых нагрузок на подшипники.

2.6. Минимальная величина межосевого расстояния ограничивается по условию контактной прочности для каждого зацепления согласно зависимостям проектировочного расчета по ГОСТ 21354-87 [4]:

$$a_{wpz} = \frac{m_{pz}(z_{wпz} + z_{кpz})}{2 \cos \beta_{pz}} \geq K_a \left( \frac{z_{кpz}}{z_{wпz}} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_{шHпz} K_{H\beta pz}}{z_{wпz} \psi_{bapz} \sigma_{HPpz}^2}}; \quad (10)$$

$$a_{wi} = \frac{m_i(z_{wi} + z_{ki})}{2 \cos \beta_i} \geq K_a \left( \frac{z_{ki}}{z_{wi}} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_{шHi} K_{H\beta i}}{z_{wi} \psi_{bai} \sigma_{HPi}^2}}.$$

2.7. Минимальные значения модулей зацеплений ограничиваются по условию изгибной прочности зубьев:

$$m_{pz} \geq K_{ma} \left( \frac{z_{кpz}}{z_{wпz}} + 1 \right) \frac{T_{шFpz} Y_{Fpz}}{\left( \frac{m_{pz}(z_{wпz} + z_{кpz})}{2 \cos \beta_{pz}} \right)^2 \psi_{bapz} \sigma_{FPpz}}; \quad (11)$$

$$m_i \geq K_{ma} \left( \frac{z_{ki}}{z_{wi}} + 1 \right) \frac{T_{шFi} Y_{Fi}}{\left( \frac{m_i(z_{wi} + z_{ki})}{2 \cos \beta_i} \right)^2 \psi_{bai} \sigma_{Fpi}}.$$

В зависимостях (10), (11):  $K_a$ ,  $K_{ma}$  – вспомогательные коэффициенты;  $T_{шHпz}$ ,  $T_{шHi}$ ,  $T_{шFpz}$ ,  $T_{шFi}$  – расчетные крутящие моменты на шестернях зубчатых пар соответственно при расчете на контактную и изгибную прочность;  $K_{H\beta pz}$ ,  $K_{H\beta i}$  – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;  $\psi_{bapz}$ ,  $\psi_{bai}$  – коэффициенты ши-

рины венца ( $\psi_{ba} = b_w/a_w$ , где  $b_w$  – рабочая ширина зубчатого венца);  $\sigma_{HPpz}$ ,  $\sigma_{HPi}$ ,  $\sigma_{FPwпz}$ ,  $\sigma_{FPwi}$  – допускаемые контактные и изгибные напряжения;  $Y_{Fpz}$ ,  $Y_{Fi}$  – коэффициенты формы зуба.

### Решение задачи оптимизации КП.

На данном этапе задача решалась при помощи системы MathCAD 14 [5], которая содержит встроенную функцию для нахождения минимума функционала **minimize**( $f, x1, x2, \dots, xn$ ), где  $f$  – целевая функция;  $x1, x2, \dots, xn$  – переменные проектирования.

Так как возможности системы MathCAD в области решения задач оптимизации высокой размерности (более 8-10) при наличии большого числа ограничений весьма скромны, то были приняты следующие упрощения:

- углы наклона зубьев во всех зацеплениях принимались равными, т.е.  $\beta_{pz} = \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_n = \beta$ ;
- стандартные модули зацеплений не задавались.

Также отметим, что даже при задании начальных целочисленных значений чисел зубьев функция **minimize** выдает решение с нецелыми  $z$ .

Поэтому алгоритм решения оптимизационной задачи был дополнен методикой округления чисел зубьев и модулей с одновременным варьированием углов  $\beta_{pz}$  и  $\beta_i$ . Она позволяет вписываться в полученное межосевое расстояние при сохранении заданных передаточных чисел  $u_{КПi}$  с минимально возможной погрешностью.

В качестве примера для расчета была взята КП автомобиля ЗиЛ-130. Результаты оптимизации в сравнении с исходной КП приведены в таблице. Как видно, межосевое расстояние КП уменьшилось примерно на 7%.

Также были проведены уточненные проверочные расчеты всех зацеплений на контактную и изгибную прочность по стандартной методике. Они показали наличие запаса прочности с разбросом между зацеплениями: по контактными напряжениям до 15%, а по изгибным – до 10%. Такая погрешность решения объясняется в основном двумя причинами:

- упрощенной реализацией математической модели в среде MathCAD;
- приближенностью расчетов по стандартным зависимостям для проектировочных расчетов (не учитывается большинство расчетных коэффициентов, а вспомогательные коэффициенты  $K_a$  и  $K_{ma}$  дают повышенный запас прочности).

В дальнейшем с целью уменьшения погрешностей планируется применить в математической модели уточненную методику прочностных расчетов (в том числе и на основе моделирования усталостных процессов в зубьях [6]), а также перейти к ее реализации в более совершенной расчетной среде.

Таблица.

Геометрические параметры зацеплений КП автомобиля ЗиЛ-130  
(числитель – результаты оптимизации, знаменатель – данные прототипа)

Межосевое расстояние $a_w$ , мм	115 123,25					
	$m$	$z_{ш}$	$z_к$	$u$	$\beta$	$b_w$
Постоянное зацепление	$\frac{2}{-}$	$\frac{29}{20}$	$\frac{84}{43}$	$\frac{2.896}{2.15}$	$\frac{10.701}{-}$	$\frac{24}{25}$
Зацепление 1-й передачи	$\frac{3}{-}$	$\frac{21}{13}$	$\frac{54}{45}$	$\frac{2.571}{3.461}$	$\frac{11.968}{-}$	$\frac{36}{30}$
Зацепление 2-й передачи	$\frac{4}{-}$	$\frac{22}{22}$	$\frac{31}{42}$	$\frac{1.409}{1.909}$	$\frac{22.818}{-}$	$\frac{21}{29}$
Зацепление 3-й передачи	$\frac{4}{-}$	$\frac{30}{31}$	$\frac{24}{33}$	$\frac{0.8}{1.064}$	$\frac{20.093}{-}$	$\frac{20}{28}$
Зацепление 4-й передачи	$\frac{2.5}{-}$	$\frac{59}{38}$	$\frac{30}{26}$	$\frac{0.5084}{0.684}$	$\frac{14.679}{-}$	$\frac{22}{26}$

### Выводы.

1. Оптимизация коробок передач позволяет уменьшить их межосевое расстояние и, следовательно, улучшить массогабаритные характеристики.

2. Разработана математическая модель оптимизации трехвальных КП с набором ограничений на переменные проектирования, которые учитывают конструктивные особенности, диапазон технически реализуемых геометрических параметров зубьев и их прочностные характеристики.

3. Выполненные расчеты по оптимизации КП автомобиля ЗиЛ-130, несмотря на упрощенность алгоритма, дали положительные результаты, что говорит о перспективности предложенной методики в плане дальнейшего уточнения и развития.

**Список литературы:** 1. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филипенков; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с. 2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: Пер. с англ. – М.: Мир 1986. – Т.1. – 349с. 3. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368с. 4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 5. Дьяконов В.П. Mathcad 11/12/13 в математике. – М.: Горяч.Линия-Телеком, 2007. – 958с. 6. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В., Танасевский В.В. Совершенствование стандартных прочностных расчетов зубчатых передач на основе моделирования усталостных процессов – Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2006. – №22. – С.110–114.

Поступила в редакцию 30.04.08

УДК 621.831

**П.М. КАЛІНІН**, канд. техн. наук, Акад. ВВ МВС України,  
**Л.В. КУРМАЗ**, канд. техн. наук, Політехніка Свентокшиська в Кельцах,  
**Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО**, Акад. ВВ МВС України

### СИСТЕМА ЕКСПРЕС-ДІАГНОСТУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ГОЛОВНОЇ ПЕРЕДАЧІ АВТОМОБІЛЯ

У статті представлена методологія розробки системи чисельного експрес-діагностування (СЕД) працездатності елементів, що входять до складу головної передачі автомобіля: зубчастих передач, валів, підшипників. Задача діагностування працездатності елементів головної передачі проводиться за аналізом рівня їх завантаженості. Наведено приклад застосування розробленої системи діагностування.

In clause the methodology of system engineering the numerical express train of diagnosing (SED) работоспособности элементов главной передачи автомобиля is submitted: gear transfers, shaft, bearings. The task диагностирования работоспособности элементов главной передачи is spent in view of a level of their congestion. The example of application of the developed system of diagnosing is given.

**Постановка проблеми.** Як відомо, актуальною проблемою розвитку машинобудування є створення конкурентоспроможних конструкцій машин, підвищення їх надійності, істотне поліпшення їх якості і технічного рівня. Надійність елементів машини пов'язана з рівнем їх завантаженості.

Забезпечення згідно із службовим призначенням однакового рівня завантаженості елементів машини є складною задачею і пов'язана не тільки із параметричною, а також і структурною оптимізацією конструкції машини.

Таким чином, задача оцінки рівня завантаженості і діагностування працездатності основних деталей машин – зубчастих передач, валів та підшипників, що складають ядро сучасних конструкцій приводів машин різного призначення, зокрема головних передач автомобілів, безумовно є актуальною.

**Аналіз літературних джерел.** В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимізації, оптимального проектування розглядається широке коло задач [1-4], зокрема технічного вдосконалення окремих елементів зубчастих приводів та приводів у цілому [5-7], але загальної методології оптимального проектування технічних об'єктів не створено.

Складність і комплексність проблем, що вимагають рішення в процесі проектування і створення машин якісно нового рівня припускає використання найважливіших досягнень фундаментальних наук, конструювання і технології, захист обслуговуючого персоналу від вібрації й шуму, облік сучасних економічних, соціальних і екологічних проблем, а це зводить задачу оптимального проектування технічного об'єкту до задачі багатокритеріальної нелінійної оптимізації.

Ускладнення задач технічного проектування полягає у тому, що вони багатокритеріальні із суперечливими цільовими функціями, тому конструктору важко вибрати обґрунтоване компромісне рішення: класичні методи пошуку екстремумів і більшість нових пошукових методів оптимізації призначені лише для рішення однокритеріальних задач. Для успішного рішення багатокритеріальної задачі проектування необхідно обґрунтоване визначення припустимої безлічі рішень (областей зміни вектора параметрів проектованої системи).

Відсутність загальних методів оптимального проектування технічних об'єктів спонукає їх пошуку та розробці часткових методів.

**Мета роботи** – на підставі відомих критеріїв працездатності основних елементів механічної конструкції, зокрема зубчастого редуктора, розробити систему автоматизованого чисельного діагностування працездатності конструкції у цілому.

У зв'язку із означенням у роботі, на прикладі головної передачі автомобіля (рис. 1) розглянута методологія побудови СЕД працездатності її основних елементів.

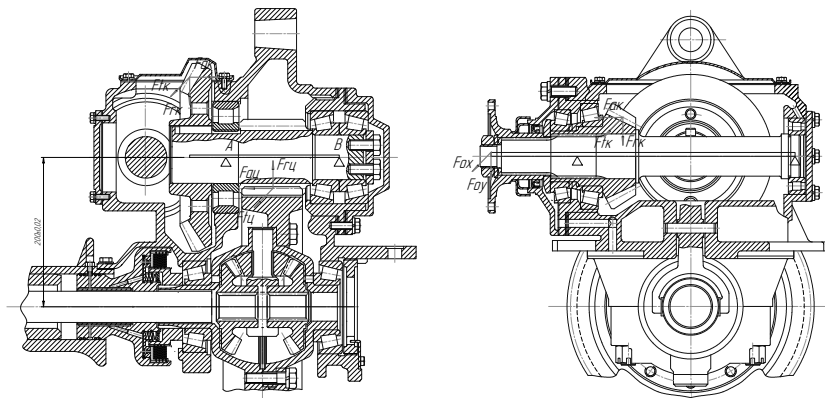


Рис. 1. Схема головної передачі автомобіля

Відомо, що працездатністю називається стан виробу (машини, вузла, деталі), за якого він здатний виконувати певні функції, зберігаючи значення заданих параметрів у межах, установлених нормативно-технічною документацією. Для забезпечення працездатності машина та її деталі повинні задовольняти певним вимогам: міцності, жорсткості, стійкості, вібростійкості, стійкості проти зносу, теплостійкості, жорсткості та ін.

Працездатність технічного об'єкта (ТО), аналогічно до **надійності**, залежить від працездатності його окремих елементів

$$PP_0 = f(PP_1, PP_2, PP_3, \dots, PP_m),$$

де  $PP_0$  – працездатність ТО у цілому;  $PP_K$  – працездатність  $K$ -го елемента ТО.

Працездатність  $K$ -го елемента ТО можливо оцінити за рівнем його завантаженості

$$PZ_K = [PZ] / PZ_{K \text{ дійсний}},$$

де  $[PZ]$  – допустимий рівень завантаженості, який відповідає виконанню умов працездатності деталі;  $PZ_{K \text{ дійсний}}$  – дійсний рівень завантаженості деталі.

Якщо рівень завантаженості деталі низький, то можливо оцінити його ресурс, наприклад, через величину можливого крутного моменту, що спроможна передавати деталь, не руйнуючись протягом визначеного терміну:

$$T_{PK} = T_K (PZ_K = 1).$$

Якщо досліджується технічна система, яка складається із декількох елементів, то можна оцінити величину крутного моменту, який може передавати така система

$$T_{PO} = \min(T_{P1}, T_{P2}, T_{P3}, \dots, T_{Pm}).$$

Виходячи із порівняння  $T_{PO}$  та  $T_{PK}$  можна робити висновки про рівень завантаженості  $K$ -го елемента приводу автомобіля та розробляти пропозиції до зміни рівня завантаженості цього елемента.

Схема головної передачі, і, відповідно, зубчасті передачі, що входять до складу головних передач, обумовлені передаточним відношенням, рівнем навантаження, величиною дорожнього просвіту, типом підвіски, розташуванням редуктора тощо. Проте такі елементи, як зубчасті передачі, вали, підшипники залишаються завжди. Виходячи з цього, для аналізу працездатності головної передачі за відомими критеріями працездатності її основних елементів (табл. 1) [3, 4] використовуються комп'ютерні програми, що входять до навчально-дистанційного комплексу НДК-ДМ Академії ВВ МВС України.

Методика діагностування працездатності головної передачі (рис. 1) передбачає виходячи, наприклад, з креслення головної передачі, визначити:

- 1) геометричні параметри зубчастих передач ( $d_1, d_{1m}, u, b_w, m, \dots$ );
- 2) геометричні параметри розрахункової схеми вала (валів) ( $z_1, z_2, z_3, z_4, x_3, y_4, x_4, y_4$ ) (рис. 2) [5];
- 3) тип підшипників які використовуються у схемі, і схема установлення підшипників на валі (таблиця 2) [3, 5].

Структурна схема програми САД для аналізу головної передачі (див. рис. 1) наведена на рис. 3.

Таблиця 1.

Критерії працездатності основних елементів ГП

Елемент	Критерії аналізу працездатності
Зубчаста передача	– Контактна втома $s_H = Z_E Z_H Z_e \sqrt{F_{Ht} K_H (u + 1) / (b_w d_1 u)} J s_{HP}$ , $F_{Ht} = 2T_{H1} / d_1$
	– Втома при згині $s_F = (F_{tF} / (bm)) K_F Y_{FS} Y_b Y_e J s_{FP}$ ,
	– Міцність при максимальному навантаженні $s_{Fmax} = s_F T_{Fmax} / (T_F K_A) J s_{FPmax}$ ; $s_{Hmax} = s_H T_{Hmax} / (T_H K_A) J s_{HPmax}$
Вали	– Втомна міцність $s = s_s s_t / \sqrt{s_s^2 + s_{ts}^2} i [s]$ ;
	– Статична міцність $s_{CT} = s_T / s_{Amax} i [s]$ ;
	– Жорсткість $y J y_p$ ; $q J q_p$
Підшипники	– Динамічна вантажність $L = a_1 a_{23} L_o = a_1 a_{23} 10^6 (C / P_E)^a / (60n) i L_p$ $P_{Ei} = (XV F_{ri} + YF_{ai}) k_A k_B k_A$

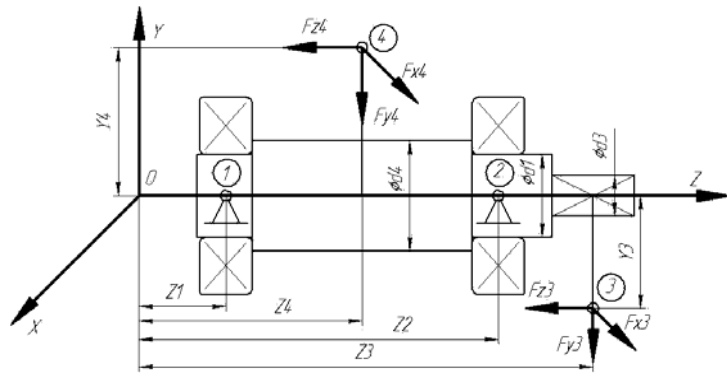


Рис. 2. Розрахункова схема вала

Таблиця 2.

Схеми встановлення підшипників

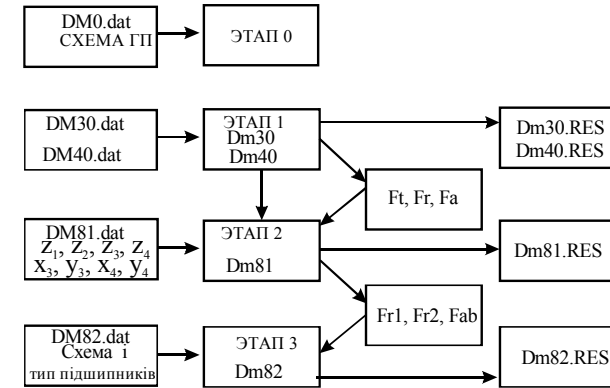
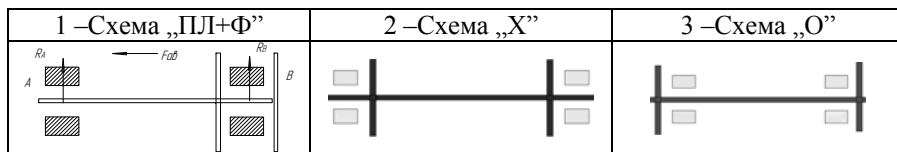


Рис. 3. Структурна схема програми діагностування працездатності

Деякі результати дослідження елементів ГП (1 – циліндрична зубчаста передача; 2 – кінцева зубчаста передача; 3-проміжний вал; 4 – підшипник 7312; 5 – підшипник 2312) наведені у таблиці 3.

Таблиця 3.

Результати дослідження завантаженості елементів ГП

Елемент ГП	1	2	3	4	5
РЗ	1,23	1,84	1,023	120	1,15

Аналіз наведених результатів дозволяє зробити висновок, що усі елементи досліджуваної головної передачі є працездатними. Найслабкішим елементом системи є проміжний вал головної передачі. Можливе підвищення навантаження, що передає головна передача, сягає біля 2,3%

**Висновки.**

1. Відпрацьована методика аналізу працездатності зубчастих передач, редукторних валів та підшипників з використанням комп’ютерної програми, що входить до складу пакета DM.

2. Розроблена система автоматизованого діагностування працездатності основних елементів головної передачі автомобіля, яка може використовуватись як окремо, так і у складі системи оптимізації механічної конструкції [2].

**Список літератури:** 1. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.: Машиностроение, 1984. – 224с. 2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 350с. 3. Заблонський К.І. Деталі машин. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404с. 4. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филипенков; Под общ. ред.В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с. 5. Калінін П.М. Деталі машин. Зубчастий редуктор. Практикум. – Х.: Акад. ВВ МВС України, 2006. – 218с.

Поступила в редколлегию 04.05.08

*Л.В. КУРМАЗ*, канд. техн. наук, Технологический университет в Кельцах (Польша),

*О.Л. КУРМАЗ*, инж. Харьков (Украина)

## **О СОЗДАНИИ НОВОГО УЧЕБНИКА КОНСТРУИРОВАНИЯ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН**

В статье представлены соображения авторов, касающиеся названия нового учебника конструирования по деталям машин, учитывающего вопросы двухмерного (плоского) и трехмерного (пространственного) конструирования.

In a paper the reasons of the authors tangent titles of the new textbook of constructing on details of machines two-dimensional (flat) and three-dimensional (spatial) constructing are submitted.

Идея создания нового учебника конструирования по деталям машин созревала давно. В последнее время с появлением программ трехмерного конструирования (3D – программы Solid Works, Компас) стали проявляться тенденции полного отхода от двухмерного (плоского) конструирования и концентрации исключительно на конструировании трехмерном (пространственном). Известно, что при этом игнорируются вопросы:

- ознакомление с устройством машины через изучение конструкции основных узлов и деталей с их самостоятельным конструированием;
- связь конструкции с технологией производства, материаловедением и термообработкой, метрологией, машиностроительным черчением и другими общетехническими и общеинженерными дисциплинами.

Ответы на эти вопросы должно дать только конструирование деталей машин на этапе двухмерного конструирования – первого конструирования в деятельности студента. Это подготовит проектанта (студента) для пользования более прогрессивным, но более сложным трехмерным проектированием.

Оценка и сравнение порядка конструирования с использованием двухмерного и трехмерного конструирования представлена в [1] и основывалась на получении ответов на 3 вопроса:

1. Трехмерное конструирование полностью отбрасывает и не использует опыта плоского конструирования.
2. Трехмерное конструирование частично использует опыт плоского конструирования.
3. Трехмерное конструирование требует использования опыта плоского конструирования.

Вывод, представленный в [1], гласит – трехмерное конструирование требует использования опыта двухмерного (плоского) конструирования, как основы трехмерного конструирования.

Но это не свидетельствует, что плоское конструирование отбрасывает и не использует методов перспективного, но более сложного трехмерного конструирования, реализация которого возможна только подготовленными двухмерным конструированием проектантами (студентами).

Таким образом, двухмерное (плоское) конструирование является как бы основой (базой) трехмерного (пространственного) конструирования, переступить и не учитывать которое является, по нашему мнению, ошибочным, что не будет способствовать освоению трехмерного конструирования.

В связи с этим конструирование по деталям машин, по нашему мнению, должно называться «Основы конструирования деталей машин» с соответствующим изменением названий учебников [2, 3] – «Основы конструирования узлов и деталей машин» и «Podstawy konstruowania węzłów i części maszyn», что на первом этапе конструирования – этапе ознакомления с устройством машины, изучения конструкции основных узлов и деталей и их конструирования – даст возможность использовать двухмерное конструирование, и тем самым создать основу для выполнения последующих разработок с использованием трехмерного конструирования.

**Список литературы:** 1. *Kurmasz L., Kurmasz O., Żereżon-Zajczenko.* Trójwymiarowe i dwuwymiarowe projektowanie w podstawach konstrukcji maszyn // XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, suplement. – Rzeszów-Przemysł, 2007. – S.19–23. 2. *Курмаз Л.В., Курмаз О.Л.* Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2007. – 454с. 3. *Kurmasz L.W., Kurmasz O.L.* Projektowanie węzłów i części maszyn. – Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2007. – 448s.

*Поступила в редколлегию 11.05.08*

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Устиненко А.В.</b> Памяти ученого.....	4
<b>Власенко В.Н., Добровольская И.Н.</b> Современное состояние и перспективы развития нормативной базы механических приводов общемашиностроительного и специального применения в Украине.....	7
<b>Короткин В.И.</b> О контактной прочности эвольвентных зубчатых передач.....	10
<b>Онищук Н.П., Короткин В.И., Гузнов К.В.</b> Об учете фактора твердости в контактных расчетах деталей машин.....	21
<b>Bořanský M., Kožich I., Fedák M.</b> PVD coating as a possibility to increase the load capacity of gears to scuffing.....	30
<b>Гуліда Е.М., Васильєва О.Е.</b> Прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання.....	38
<b>Приймаков А.Г., Устиненко А.В., Приймаков Г.А., Протасов Р.В.</b> Изменение физико-механических свойств зубчатых пар при абразивном изнашивании.....	45
<b>Дейниченко В.А., Воскресенский В.С., Василенко М.С.</b> Повышение износостойкости цевочных передач движителей угольных комбайнов.....	53
<b>Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И.</b> Экспериментальное исследование КПД редуктора с промежуточными телами качения.....	58
<b>Утутов Н.Л., Карпов А.П.</b> Критическая частота и амплитуда изгибных колебаний вала с кососимметричными некруглыми зубчатыми колесами.....	64
<b>Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф.</b> Оптимизация электромеханических систем приводов машин по коэффициенту динамичности.....	70
<b>Бережной В.А., Воронцова Д.В.</b> Влияние модификации в виде проточки вдоль вершины зуба на величину коэффициента $K_\beta$ .....	84

<b>Чепурной А.Д., Т.В. Полищук Т.В., Ткачук Н.А., Ткачук Н.Н.</b> Проблемы моделирования сложных механических систем с применением CAD/CAM/CAE-технологий.....	88
<b>Власенко В.Н., Фей В.М.</b> Мультипликаторы современных ветроэнергетических установок.....	99
<b>Малащенко В.О., Карнаух П.В.</b> Підвищення навантажувальної здатності приводів транспортних засобів із запобіжними фрикційними муфтами.....	102
<b>Бондаренко А.В., Устиненко А.В.</b> Оптимизация трехвалных коробок передач по критерию минимального межосевого расстояния.....	110
<b>Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.</b> Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля.....	116
<b>Курмаз Л.В., Курмаз О.Л.</b> О создании нового учебника конструирования по деталям машин.....	121