

расчета полученный результат нельзя считать достоверным. Для повышения его достоверности вычтем (так как ошибка могла произойти в большую сторону) долю, заведомо большую, чем погрешность в результате, например 30 %. Тогда получим следующие значения интервалов:

- 1-й – от 0 до 32 °;
- 2-й – от 32 до 43 °;
- 3-й – от 43 °.

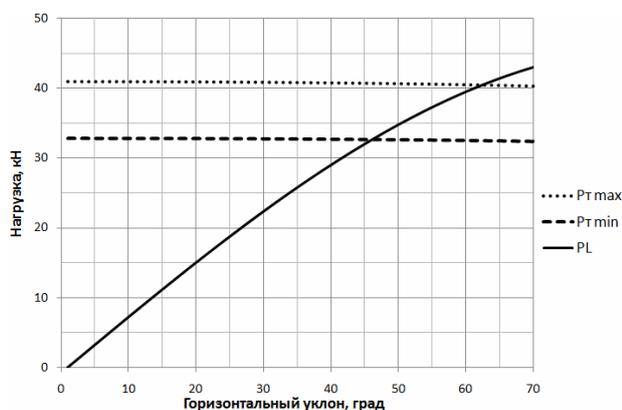


Рис. 10. Зависимость тягового усилия и осевой нагрузки от горизонтального уклона

Обладая высокой курсовой устойчивостью и способностью преодолевать значительные горизонтальные уклоны, РВД позволит повысить эффективность работы переизоляционных машин. Это проявится в повышении скорости и качества обработки трубы, повышении удобства эксплуатации машины рабочим персоналом, отсутствии остановок в процессе переизоляции, отсутствии необходимости удерживать машину от скольжения по трубопроводу и т. д.

Список литературы

1. Капитальный ремонт подземных нефтепроводов / А. Г. Гумеров [и др.]. – М. : Недра-Бизнесцентр, 1999. – 525 с. : ил.
2. Басиев К. Д., Бигулаев А. А., Кодзаев М. Ю. Механо-коррозионные процессы в грунтах и стресс-коррозия в магистральных газопроводах // Вестник ВНИЦ. – 2005. – № 1.
3. Годовые отчеты о деятельности Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору за 2004–2007 гг. – URL: <http://www.gosnadzor.ru>
4. Данные ОАО «Газпром». – URL: <http://www.gazprom.ru/>
5. Данные Министерства транспорта Российской Федерации. – URL: <http://www.mintrans.ru/>
6. Роторно-винтовые машины. Основы теории движения / И. О. Донато [и др.]. – Н. Новгород, 2000. – 451 с.
7. Кошарный Н. Ф. Техничко-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. – Киев : Вища шк., 1981. – 208 с.
8. СНиП 2.05.06–85*

A. P. Kulyashov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
 V. A. Shapkin, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
 A. A. Koshurina, Candidate of Technical Sciences, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
 M. S. Krashenninikov, Student, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev

Oil-and-Gas Pipeline Wrapping Equipment

The paper analyses the current status of the Russian oil-and-gas pipelines and their wrapping equipment. The current re-insulation equipment demerits could be improved by means of adding a rotary-helical locomotor into the equipment. The calculation of rotor submersion into soil, vehicle motive force and maximum angle of slope are given which show availability of the proposed engineering solution.

Key words: rotary-helical locomotor unit, pipeline, oil-and-gas pipeline wrapping, pipe laying, soil, trench.

УДК 62-233.3/9

В. С. Кузнецов, кандидат технических наук, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал)

Ижевского государственного технического университета

Е. В. Могильников, аспирант, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ВНУТРЕННЕГО АРОЧНОГО ЗУБА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ В СТАНОЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Рассматривается способ математического и компьютерного моделирования рабочей поверхности нестандартного внутреннего арочного зуба планетарной зубчатой передачи на основе синтеза станочного зацепления.

Ключевые слова: планетарная передача, арочный зуб-перемычка, станочное зацепление, рабочая поверхность, компьютерная модель.

Повышение показателей качества зубчатых передач является частью комплексной задачи повышения надежности и энергоэф-

фективности приводов различных машин и механизмов. Среди прочих современных подходов решения таких задач, выделяются исследования в об-

ласти разработки и изготовления передач с локализованным контактом [1]. В частности арочная форма зубьев позволяет повысить нагрузочную способность передачи, что достигается увеличением контактной прочности и снижением динамических нагрузок при более равномерном распределении нагрузок в зацеплениях за счет локализации контакта и самоустановки колес [2].

Рядом авторов проведены комплексные исследования арочных передач с внешним зацеплением, предложены различные способы их формообразования. В данной статье рассматривается возможность применения арочной формы зуба в планетарных передачах, что позволит объединить известные преимущества массогабаритных характеристик планетарных механизмов с вышеуказанными преимуществами локализации контакта в зацеплении колес.

Создать колесо с внутренними круговыми зубьями можно, если выполнить его в виде барабана с зубьями-перемычками [3]. Профиль зубьев-перемычек такого колеса в плоскости среднего сечения очерчен по удлиненной эвольвенте. На рис. 1 показана схема формообразования арочных зубьев-перемычек.

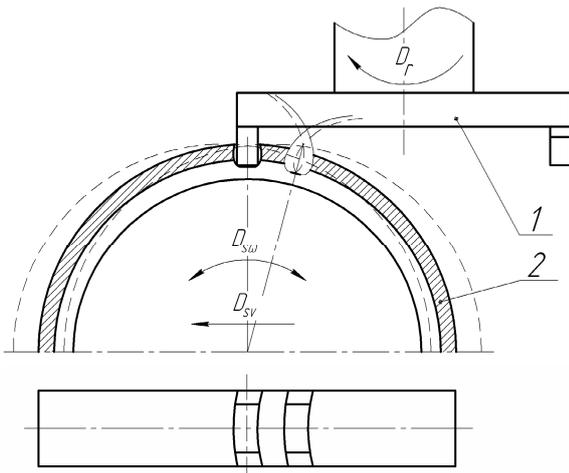


Рис. 1. Схема формообразования арочных зубьев-перемычек

Суть способа заключается в следующем. Заготовке 2 обеспечивают вращение вокруг ее оси, согласованное с тангенциальным перемещением относительно неподвижного вращающегося инструмента 1. Угол наклона режущих кромок инструмента выполняют близким к 0° , что позволяет получить зубья-перемычки арочной или корсетообразной формы.

Синтез основных геометрических параметров такого внутреннего зацепления сателлита можно осуществлять в плоскости среднего сечения по известным условиям нормальной работы приближенного зацепления [3, 4]. Однако при решении этой задачи для передачи 2К-Н с арочной формой зуба-перемычки необходимо учесть технологические особенности формообразования.

Координатно-геометрический синтез приближенного зацепления предполагает следующие этапы решения [4].

1. Расчет основных геометрических параметров зубчатой пары «сателлит – центральное зубчатое колесо».

2. Вывод уравнений эвольвентного и квазиэвольвентного профилей сопряженных зубьев в координатно-параметрическом виде.

3. Синтез геометрических параметров в координатно-параметрическом виде по условиям нормальной работы зацепления и условию, исключающему подрезание профилей зуба режущего инструмента и зуба-перемычки в станочном зацеплении.

Известны различные условия синтеза рациональных геометрических параметров приближенного зацепления, обеспечивающие его работоспособность, высокую изгибную прочность зубьев-перемычек и плавность работы [3, 4].

Дополнительное условие, исключающее подрезание вершины соседнего профиля зуба-перемычки в станочном зацеплении, будет выполняться всегда, когда абсцисса верхней граничной точки левого профиля зуба-перемычки (u_l) будет меньше абсциссы нижней граничной точки правого профиля зуба-перемычки (d_r) на величину толщины зуба режущего инструмента \tilde{S}_0 в общей системе координат xOy (рис. 2).

$$xx_b(-\xi_{db}, (\varphi_{0bd} + \tau s_b)) = xx_b(\xi_{ub}, \varphi_{0bd}) + \tilde{S}_0, \quad (1)$$

где φ_{0bd} – угол поворота тихоходного колеса в конец периода станочного зацепления; ξ_{ub} , ξ_{db} – параметры развернутости удлиненной эвольвенты, соответствующие верхней и нижней граничным точкам; τs_b – угловая толщина зуба-перемычки.

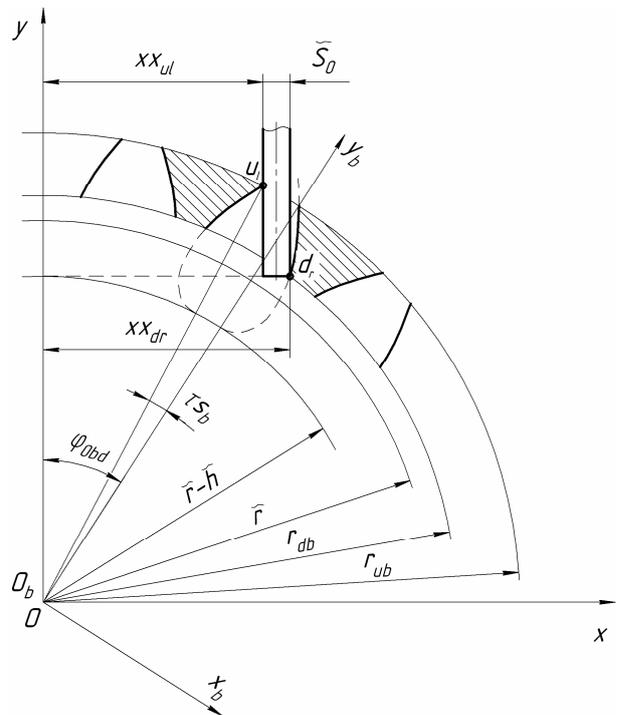


Рис. 2. Станочное зацепление тихоходного колеса в его средней плоскости сечения

Величина φ_{obd} определяется выражением

$$yy_b(-\xi_{db}, (\varphi_{obd} + \tau s_b)) = \tilde{r} - \tilde{h}. \quad (2)$$

Моделирование боковых поверхностей арочного зуба-перемычки тихоходного колеса осуществляется на основе синтеза его станочного зацепления.

Для решения вопроса синтеза станочного зацепления в плоскости среднего сечения удобно использовать метод определения закона движения механизма, связывающего перемещения его подвижных звеньев при известных профилях зубьев (обратная задача анализа плоского зубчатого механизма) [5].

При этом закон движения механизма оказывается возможным представить как функцию его перемещения

$$\Delta x = \Delta x(\varphi_b), \quad (3)$$

где Δx – осевое смещение режущего инструмента при повороте колеса на угол φ_b .

Профили зубьев-перемычек зубчатого колеса и инструмента известны и очерчены по удлиненной эвольвенте и прямой соответственно (рис. 3). Уравнения профилей зубьев необходимо представить в координатно-параметрическом виде [4].

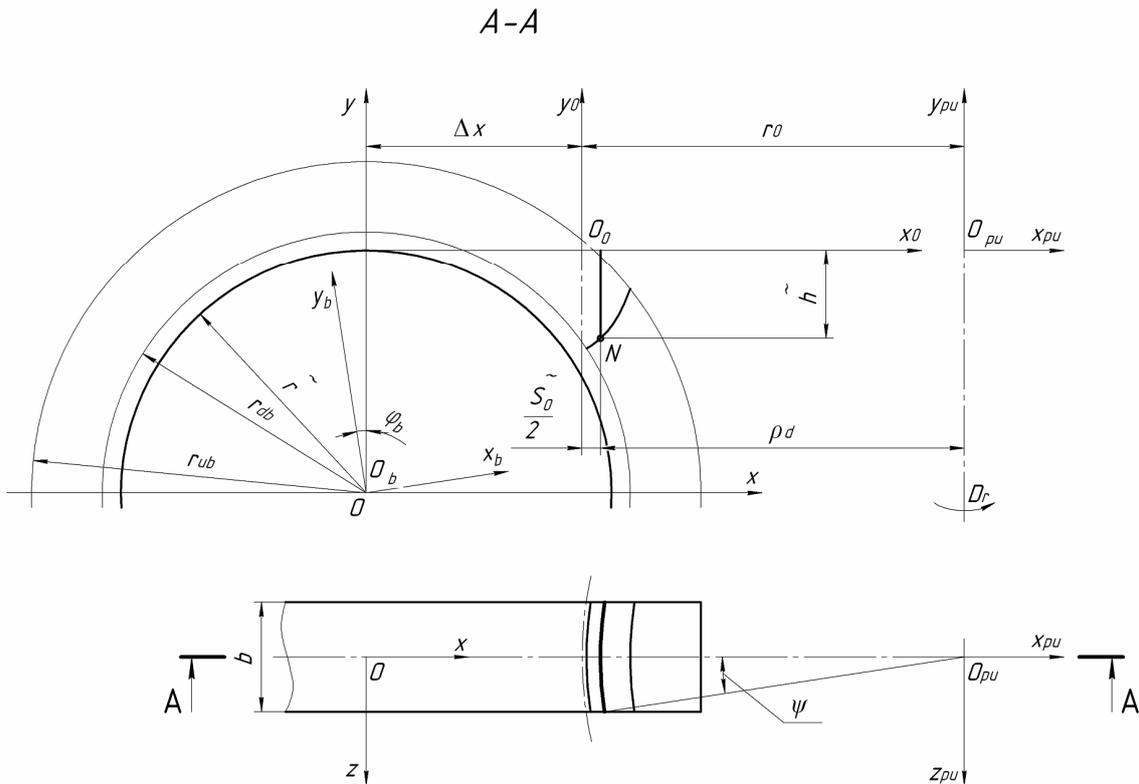


Рис. 3. Профили колеса с зубьями-перемычками и режущего инструмента в общей системе координат xOy в средней плоскости сечения

Уравнения координат точек прямых профиля режущего инструмента определяются:

для правого профиля инструмента как

$$\tilde{x}r_0 = \frac{\tilde{S}_0}{2} + \tilde{R} \sin \tilde{\alpha}_0; \quad \tilde{y}r_0 = -\tilde{R} \cos \tilde{\alpha}_0; \quad (4)$$

для левого профиля инструмента как

$$\tilde{x}l_0 = -\frac{\tilde{S}_0}{2} + \tilde{R} \sin \tilde{\alpha}_0; \quad \tilde{y}l_0 = -\tilde{R} \cos \tilde{\alpha}_0. \quad (5)$$

где \tilde{h} – глубина врезания зуба инструмента реечного типа в заготовку колеса, отмеренная от станочно-полоидной прямой; \tilde{r} – радиус станочно-полоидной окружности колеса с зубьями-перемычками; ξ_b – угол развернутости удлиненной эвольвенты; \tilde{R} – параметр профиля режущего инструмента.

Координаты точек кривых профилей в общей неподвижной системе координат xOy можно найти, решая уравнения для зубчатого колеса и режущего инструмента соответственно (см. рис. 3):

$$\left. \begin{aligned} xx_b &= x_b \cos(\varphi_b) - y_b \sin(\varphi_b), \\ yy_b &= x_b \sin(\varphi_b) + y_b \cos(\varphi_b); \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x}\tilde{x}_{r0} &= \tilde{x}_{r0} + \Delta x, \\ \tilde{y}\tilde{y}_{r0} &= \tilde{y}_{r0} + \tilde{r}; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x}\tilde{x}_{l0} &= \tilde{x}_{l0} + \Delta x, \\ \tilde{y}\tilde{y}_{l0} &= \tilde{y}_{l0} + \tilde{r}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

При повороте колеса на угол φ_b соответствующее осевое перемещение режущего инструмента Δx

можно определить из условия касания их правых профилей N . Из технологических соображений следует, что условие касания выполняется на протяжении всего периода станочного зацепления, если точка станочного зацепления лежит на пересечении удлиненной эвольвенты с прямой, проходящей через вершину зуба режущего инструмента (см. рис. 3).

Система уравнений, отвечающая этому условию, будет иметь вид

$$\left. \begin{aligned} xx_R &= \Delta x \pm \frac{\tilde{S}_0}{2}, \\ yy_R &= \tilde{r} - \tilde{h}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где «+» соответствует условию касания правых профилей зубьев колеса и инструмента, «-» – левых профилей зубьев (см. рис. 2).

На рис. 4 приведена полученная таким образом компьютерная модель станочного зацепления цилиндрического зубчатого колеса с зубьями-перемычками в его средней плоскости сечения.

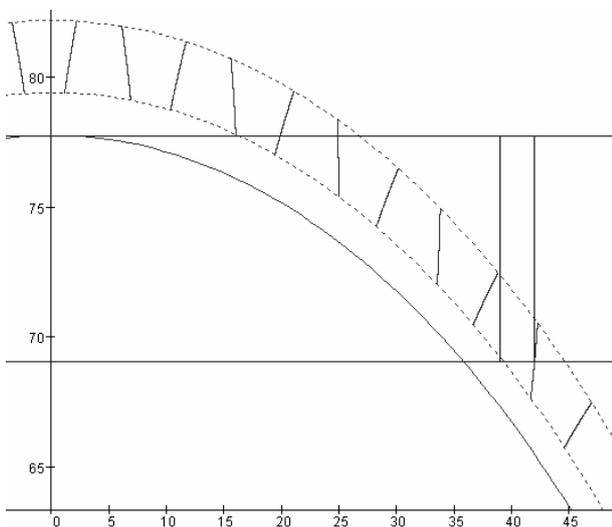


Рис. 4. Компьютерная модель станочного зацепления в общей системе координат xOy , $z_b = 54$, $m = 3$ (зацепление в промежуточной точке)

Сформировать линию рабочей поверхности (дугу окружности) по длине арочного зуба-перемычки, проходящей через точку станочного зацепления, позволяет поворот этой точки на постоянный угол (ψ) вокруг оси вращения (y_{pu}) режущего инструмента постоянным радиусом производящей поверхности прямого кругового цилиндра (ρ_d) в направлении положительного и отрицательного отсчета по оси Oz (см. рис. 3, 5).

Угол поворота такой точки ψ зависит от величины ρ_d и ширины зубчатого венца b и определяется по зависимости

$$\psi = \arcsin\left(\frac{b}{2\rho_d}\right). \quad (10)$$

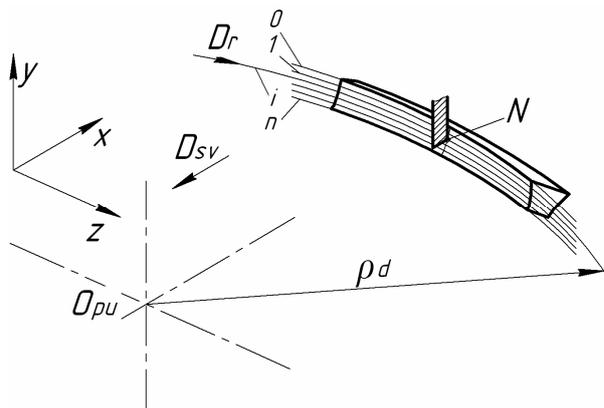


Рис. 5. Схема образования дискретной рабочей поверхности арочного зуба-перемычки

Величина радиуса режущей кромки (ρ_d) определяется выражением

$$\rho_d = r_0 \mp \frac{\tilde{S}_0}{2}, \quad (11)$$

где знак «-» соответствует формообразованию вогнутой поверхности арочного зуба-перемычки, «+» – выпуклой; r_0 – номинальный радиус режущего инструмента.

Объединение в матрицу точек линий рабочей поверхности по длине арочного зуба-перемычки, проходящих через i -ю точку станочного зацепления, позволяет сформировать рабочую поверхность зуба на всей его высоте (рис. 6).

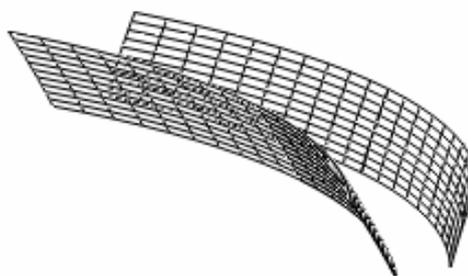


Рис. 6. Компьютерная модель рабочей поверхности арочного зуба-перемычки

Зависимости, определяющие координаты, например выпуклой рабочей поверхности арочного зуба-перемычки, можно представить в виде системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} X_{Rz+} &= x_{Rz+} \cos(\tau s_b) - y_{Rz+} \sin(\tau s_b), \\ Y_{Rz+} &= x_{Rz+} \sin(\tau s_b) + y_{Rz+} \cos(\tau s_b), \\ Z_{Rz+} &= z_{Rz+}, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где $x_{Rz+} = px_{b0} + \rho_d(1 - \cos \psi)$, $y_{Rz+} = py_{b0}$, $z_{Rz+} = \rho_d \sin \psi$ – координаты точек линии рабочей поверхности (дуги окружности) по длине арочного зуба-перемычки, проходящей через точку станочного зацепления.

Полученные таким образом математические модели поверхностей зубьев-перемычек, а также полученные ранее модели поверхностей наружных зубьев [6] позволят впоследствии смоделировать пространственное зацепление колес с арочной формой зуба и оценить характер влияния его геометрических параметров и параметров режущего инструмента на качественные показатели планетарных передач с внутренним локализованным контактом.

Список литературы

1. Сызранцев В. Н. Синтез зацеплений цилиндрических передач с локализованным контактом : дис. ... д-ра техн. наук. – Курган, 1989. – 407 с.
2. Решетов Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей

вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.

3. Плеханов Ф. И. Зубчатые планетарные передачи. Типы, основы кинематики, геометрии и расчета на прочность : учеб. пособие для высших учебных заведений. – Ижевск : Удмуртия, 2003. – 200 с.

4. Кузнецов В. С. Моделирование зацеплений безводильной коаксиальной планетарной передачи ЗК и исследование влияния их геометрических параметров на плавность работы : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2005. – 180 с.

5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Наука, 1968. – 584 с.

6. Кузнецов В. С., Могильников Е. В. Математическое и компьютерное моделирование поверхности арочного зуба в станочном зацеплении // Вестник ИжГТУ. – 2010. – № 3. – С. 29–32.

V. S. Kuznetsov, Candidate of Technical Sciences, Glazov Branch of Izhevsk State Technical University
E. V. Mogilnikov, Postgraduate Student, Glazov Branch of Izhevsk State Technical University

Modeling of a Face of a Non-Standard Internal Arched Tooth of the Planetary Gearing in Machine-Tool Mesh

The way of mathematical and computer modeling of an active face of a non-standard internal arched tooth of the planetary gearing on the basis of a synthesis machine-tool mesh is discussed.

Key words: planetary gearing, straight arched tooth, machine-tool mesh, active face, computer-generated model.

УДК 621.452.32:681.51

Б. В. Кавалеров, кандидат технических наук, Пермский государственный технический университет
В. П. Казанцев, доктор технических наук, доцент, Пермский государственный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ОПТИМАЛЬНОЙ НАСТРОЙКИ РЕГУЛЯТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ МИНИ-ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Разработана методика получения редуцированной динамической модели для поиска оптимальных настроек регуляторов газотурбинных мини-электростанций. Модель получена на основе аппроксимации сложной нелинейной модели электроэнергетической системы и быстрорешаемых идентификационных процедур.

Ключевые слова: электроэнергетическая система, газотурбинная электростанция, моделирование, идентификация.

Авиационные двигатели находят широкое применение в наземных условиях, в том числе в качестве энергетического привода для синхронных генераторов (СГ). Известно, что авиационная газотурбинная установка (ГТУ) в целом работоспособна только при наличии системы автоматического управления (САУ). Для наземных энергетических ГТУ требования к САУ возрастают, поскольку в этом случае помимо обеспечения устойчивости работы ГТУ и ограничений режима ГТУ необходимо обеспечивать требуемые показатели качества вырабатываемой электроэнергии. Вначале в качестве устройств управления использовались конвертированные авиационные электронные регуляторы (РЭД), позже появились специальные блоки управления двигателями (БУД), а в настоящее время

– комплексные мультипроцессорные системы. Тем не менее определенные проблемы обеспечения качества вырабатываемой электроэнергии сохраняются при резких колебаниях нагрузки и при переходе с параллельного режима на автономный режим (без параллельной работы с централизованной электросетью). Сегодня такие переключения очень часто ведут к срабатыванию защиты и останову электростанции, а частые пуски и остановки, естественно, снижают общий ресурс. Проблема заключается в том, что проектирование и настройка средств управления требуют изучения свойств объекта управления и характера внешних возмущений. Однако для испытания САУ электроэнергетической системы (ЭЭС) ввиду ее сложности и ответственности как правило не допускается проведение полного на-