

Обработку результатов измерений условно можно поделить на два этапа:

- определение остаточных деформаций рефлектора;
- определение деформаций рефлектора во время воздействия температуры и вакуума.

При принятой схеме расстановки (рис. 2) оборудования (объект измерений и сканер), расстояния до измеряемых точек составят от одного до трех метров. Следовательно, погрешность измерения координат реперных точек может достигать ± 30 мкм.

Экспериментально полученные температурные деформации являются исходными данными для верификации расчетных моделей рефлекторов. Данные испытания прецизионных рефлекторов позволят контролировать качество изготавливаемых размеростабильных рефлекторов на соответствие требованиям КД.

G. V. Dvirniy

METHODS FOR HIGH-ACCURACY MEASUREMENTS OF PRECISION STRUCTURES FOR MOBILE AUTOMATIC SPACECRAFT IN THERMAL VACUUM CONDITIONS

The technique of for high-accuracy measurements of precision structures for mobile spacecraft is developed. The evaluation of deformation measurement error is made.

Keywords: mobile automatic spacecraft, target mark, precision (dimension and stable) reflector, thermal vacuum conditions, temperature deformation.

© Двирный Г. В., 2012

УДК 658.512.22

В. С. Ереско, С. П. Ереско, А. Н. Антамошкин, Т. Т. Ереско

АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПРОИЗВОДСТВА ПРЕСС-ФОРМ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МАНЖЕТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Приведена методика автоматизации технологического процесса производства пресс-форм для изготовления манжетных уплотнителей за счет построения параметрических моделей контактных уплотнений манжетного типа, включающих оптимизацию их проектных параметров и формы в зависимости от конкретных заданных условий последующей эксплуатации для обеспечения заданного гарантированного ресурса работоспособности.

Ключевые слова: уплотнитель, угол раскрытия манжеты, параметрическая модель уплотнителя, параметрическая модель пресс-формы.

Процессы автоматизации проектирования неразрывно связаны с математическим моделированием объекта проектирования. Уплотнители применяются в гидропневмовакуумных системах для герметизации соединений, и моделирование рабочего процесса и оптимизация конструктивных параметров выполняется с учетом всех условий эксплуатации соединения и вида материала, из которого изготовлен уплотнитель.

Герметизирующие устройства контактного типа неподвижных сопрягаемых поверхностей гидроагрегатов работают по принципу прокладок. В этом случае для герметизации соединения достаточно такой величины контактных напряжений, которая способна

Библиографические ссылки

1. Вышванюк В. И. Тепловое расширение конструктивных волокнистых композитов // ГОНТИ. 1987. № 1.
2. Михалкин В. М., Двирный Г. В., Чураков Д. В. Определение погрешности при высокоточных измерениях прецизионных углепластиковых конструкций космических аппаратов в термовакуумных условиях // Решетневские чтения : материалы XV Междунар. науч. конф. (10–12 нояб. 2001, г. Красноярск) : в 2 ч. ; СибГАУ. Красноярск, 2001. Ч. 2. С. 78.
3. Высокоточные измерения геометрических параметров размеростабильных конструкций в термовакуумных условиях / Д. Н. Васильев, С. Л. Дружинин, И. М. Евдокимов и др. // Решетневские чтения : материалы XIII Междунар. науч. конф. (10–12 нояб. 2010, г. Красноярск) : в 2 ч. ; СибГАУ. Красноярск, 2010. Ч. 1.

деформировать материал прокладки до полного исчезновения зазоров.

При относительном перемещении сопрягаемых поверхностей требуются дополнительные контактные напряжения, так как в пленке рабочей жидкости, затягиваемой в уплотняемый зазор, возникает гидродинамическое давление, компенсирующее некоторую часть контактных напряжений.

В данном случае для повышения герметичности важна форма эпюры распределения контактных напряжений, исключая или снижающая вероятность возникновения гидродинамического давления, а также обеспечивающая возврат утечки рабочей

жидкости в уплотняемую полость. Причиной отказов часто бывает усталостный абразивный износ, а также недопустимое снижение эффективных контактных напряжений в материале вследствие процессов старения и релаксации напряжений.

Под эффективными контактными напряжениями понимаются начальные контактные напряжения, создаваемые при монтаже и обеспечивающие герметичность при отсутствии давления рабочей жидкости или малой его величины. Герметичность при номинальных давлениях рабочей жидкости обеспечивается способностью эластомерных материалов подобно вязкой жидкости передавать эти давления на уплотняемую поверхность за счет эффекта самоуплотнения.

В соответствии с этим условием можно записать

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \beta \cdot k_b + c \cdot p_{ж}, \quad (1)$$

где σ – контактное напряжение на уплотняемой поверхности, МПа; σ_0 – начальное контактное напряжение, МПа; β – относительная остаточная эластичность; k_b – коэффициент морозостойкости по эластическому восстановлению; $p_{ж}$ – давление уплотняемой среды, МПа; c – коэффициент передачи давления среды на уплотняемую поверхность, являющийся функцией коэффициентов Пуассона, трения, жесткости конструкции уплотнителя и давления среды (для резины $c = 0,85 \dots 0,98$).

Начальные контактные напряжения σ_0 зависят от степени деформации ε модуля упругости материала E и коэффициента формы уплотнителя K и выражаются соотношением

$$\sigma_0 = K \cdot \varepsilon \cdot E. \quad (2)$$

Для уплотнительных колец круглой и прямоугольной формы сечения параметры K и ε определяются из следующих выражений [1]:

$$K = l + (l/2h), \quad (3)$$

где l – длина уплотняющей кромки кольца; h – высота сечения кольца;

$$\varepsilon = \frac{h - h_r}{h}, \quad (4)$$

где h_r – высота сечения установочного гнезда.

Функция распределения контактных напряжений по длине контакта от предварительного натяга для круглых и прямоугольных колец может быть определена расчетным путем.

Для U-образных манжет аналитическое выражение для определения коэффициента формы до сих пор не найдено и причиной тому является сложное напряженное состояние деформированной манжеты.

В связи с необходимостью экспериментального измерения контактных напряжений в различных точках по ширине уплотняющей кромки уплотнителей и исследования влияния перечисленных выше процессов на изменение этих напряжений, был изготовлен специальный прибор, позволяющий замерять эпюры контактных напряжений у штоковых уплотнителей [2], в основу конструкции которого заложен принцип компенсации напряжений в испытуемых образцах внешней нагрузкой.

Выражение для определения коэффициента формы K_i для рабочей части манжетных уплотнителей находим, используя уравнение (2):

$$K_i = \frac{\sigma}{E \cdot \varepsilon_i}. \quad (5)$$

Высоту сечения уплотнителя и установочного гнезда для манжетных уплотнителей определяли следующим уравнением:

$$h = D_{ni} - D_{vi}; \quad h_r = D_{ц} - D_{ш}, \quad (6)$$

где D_{ni} и D_{vi} – наружный и внутренний диаметры рассматриваемого сечения i манжетного уплотнителя; $D_{ц}$ – наружный диаметр установочного гнезда; $D_{ш}$ – внутренний диаметр установочного гнезда.

Используя выражение (4), находим формулу для определения степени сжатия манжетных уплотнителей:

$$\varepsilon_i = 1 - \frac{D_{ц} - D_{ш}}{D_{ni} - D_{vi}}, \quad (7)$$

С целью уменьшения погрешности при измерении наружного и внутреннего диаметра и их изменения по ширине рабочей кромки найдем выражения для определения наружного и внутреннего диаметров в зависимости от расстояния до боковой опорной поверхности манжеты l_i , используя геометрические соотношения приведенные в ГОСТ 14896–84 (рис. 1) [3]:

$$\frac{D_{ni} - D_{ц}}{2(l_i - l_0)} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_n - D_{ц}}{2(l - f - l_0)} = \frac{D_{ш} - D_{vi}}{2(l_i - l_0)}, \quad (8)$$

откуда

$$D_{ni} = D_{ц} + (l_i - l_0) \cdot \frac{D_n - D_{ц}}{(l - f - l_0)}. \quad (9)$$

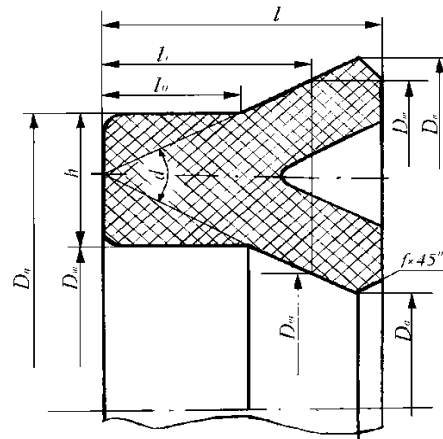


Рис. 1. Сечение манжетного уплотнителя

Аналогично,

$$D_{vi} = D_{ш} + (l_i - l_0) \cdot \frac{D_n - D_{ц}}{(l - f - l_0)}, \quad (10)$$

где f – размер фаски на рабочей кромке; l_0 – длина опорной части.

Аналитически зависимость коэффициента формы от расстояния l_i до опорного торца для рабочей части манжетного уплотнителя (при $l_i > l_0$) может быть представлена уравнением прямой:

$$K_i = K_\phi (l_i - l_0). \quad (11)$$

Для экспериментального измерения эпюры распределения контактных напряжений при ширине рабочей кромки были отобраны 12 образцов манжетных уплотнителей (70×55 по ГОСТ 14896–84) из резины ИРП 3012 с модулем упругости $E = 7$ МПа [2]. В результате обработки экспериментальных значений коэффициента формы с использованием уравнения (5) по методу наименьших квадратов для 12 испытанных образцов получено значение $K_\phi = 0,18 \text{ мм}^{-1}$.

С учетом уравнения (8) переписываем уравнение (11) для расчета коэффициента формы в виде

$$K_i = K_\phi \cdot \left(\frac{D_{ш} - D_{вi}}{2 \cdot \text{tg}(\alpha/2)} \right). \quad (12)$$

Распределение начальных контактных напряжений по длине рабочей кромки для штоковых манжетных уплотнителей при отсутствии давления рабочей среды может быть рассчитано с учетом найденных зависимостей (7) и (12), соответственно для степени сжатия ε и коэффициента формы K_i :

$$\sigma_{0i} = K_\phi \cdot \frac{D_{ш} - D_{вi}}{2 \cdot \text{tg}(\alpha/2)} \cdot E \cdot \left(1 - \frac{D_{ц} - D_{ш}}{D_{нi} - D_{вi}} \right). \quad (13)$$

Разбивая манжетный уплотнитель на опорную и рабочую части, отдельно для каждой из них можно рассчитать начальные контактные напряжения в i -х точках уплотняющей поверхности манжеты σ_{0i} .

При наличии давления уплотняемой среды коэффициент передачи давления среды на поверхность контакта для опорной части определяется как для кольца прямоугольного сечения, с учетом выражения, приведенного в [4]:

$$c = \frac{v}{1-v} \cdot \exp \left[- \frac{4 \cdot f_{ci} \cdot v \cdot l \cdot (n_1 - i)}{(D_{нi} - D_{вi}) \cdot (1-v)} \right], \quad (14)$$

где n_1 – порядковый номер точки, определяющей границу деления сечения уплотнителя на опорную и рабочую части.

Для рабочей части манжетного уплотнителя ($i > n_1$):

$$c = \frac{v}{1-v}, \quad (15)$$

где v – коэффициент Пуассона; f_{ci} – средний коэффициент трения на поверхностях контакта уплотнителя.

Решая совместно уравнения (1)–(15), получим выражение для расчета распределения контактных напряжений σ_i по длине рабочей кромки для манжетных уплотнителей [5]:

$$\sigma_i = K_\phi \cdot \frac{D_{ш} - D_{вi}}{2 \text{tg}(\alpha/2)} \cdot E \cdot \left(1 - \frac{D_{ц} - D_{ш}}{D_{нi} - D_{вi}} \right) \cdot \beta \cdot k_\beta + \frac{v}{1-v} \cdot \exp \left[- \frac{4 \cdot f_{ci} \cdot v \cdot l \cdot (n_1 - i)}{(D_{нi} - D_{вi}) \cdot (1-v)} \right] \cdot p_\beta. \quad (16)$$

Методику оптимизации конструктивных параметров формы манжетного уплотнителя составим для угла раскрытия профиля сечения манжетного уплотнителя α .

За критерий оптимизации примем минимально необходимое контактное напряжение, обеспечивающее герметичность соединения с учетом действующего статического и гидродинамического давления уплотняемой среды.

В подвижном соединении возникает гидродинамическое давление рабочей жидкости $p_{г.д}$, тогда уравнение герметичности для подвижного соединения примет вид

$$\sigma_i \geq p_{г.д} + c p_\beta. \quad (17)$$

Модуль упругости относительно модуля, измеренного при нормальных условиях, определится выражением

$$E = E_{20} \cdot 10^{(-0,0038t+0,076)}, \quad (18)$$

где E – модуль упругости при температуре t ; E_{20} – модуль упругости при нормальных условиях.

Решая совместно уравнения (16)–(18) относительно α , получаем

$$\alpha \leq 2 \arctg \left[\frac{K_\phi (D_{ш} - D_{вi}) \left(1 - \frac{D_{ц} - D_{ш}}{D_{нi} - D_{вi}} \right) \cdot \beta \cdot k_\beta \cdot E_{20} 10^{(-0,0038t+0,076)} + \frac{v}{1-v} \cdot \exp \left[- \frac{4 \cdot f_{ci} \cdot v \cdot l \cdot (n_1 - i)}{(D_{нi} - D_{вi}) \cdot (1-v)} \right] \cdot p_\beta}{p_{г.д} + p_\beta \left(1 - \frac{v}{1-v} \right)} \right], \quad (19)$$

где t – время (заданная долговечность уплотнения); v – коэффициент Пуассона; p_β – давление жидкости; T – температура; $p_{г.д}$ – гидродинамическое давление жидкости в уплотняемом зазоре.

Гидродинамическое давление жидкости в уплотняемом зазоре может быть определено экспериментально для конкретных гидроагрегатов либо методами имитационного математического моделирования, как это сделано в работах [6; 7].

Таким образом, найденная зависимость угла раскрытия манжетного уплотнителя позволяет связать расчетные модули системы автоматизированного проектирования уплотнителей с проектными модулями системы проектирования пресс-форм для их изготовления.

Полученные формальные и фактические значения и формулы записываем в текстовый файл (рис. 2).

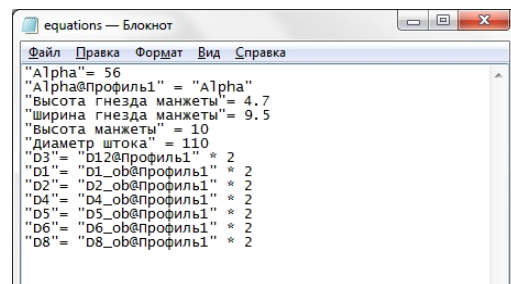


Рис. 2. Переменные для ввода в параметрическую модель манжеты

Методика автоматизации технологического процесса изготовления пресс-форм включает подготовку трехмерной параметрической модели манжеты и шаблонов/заготовок пресс-формы. Примем исследуемую манжету по ГОСТ 14896–84 как базовую модель для разработки новой параметрической модели.

Параметрическая модель включает в себя несколько формальных переменных (см. рис. 2), которые посредством файла обмена позволяют присваивать им фактические значения, полученные в результате предварительных вычислений. К таким параметрам относятся угол раскрытия «усов» манжеты, размеры уплотнительного гнезда и высота сечения манжеты. Остальные параметры нужны для создания пресс-формы манжеты.

Создадим параметрическую модель манжетного уплотнителя (рис. 3), параметры которого мы рассчитали. Модель имеет управляющие размеры, обозначенные знаком суммы.

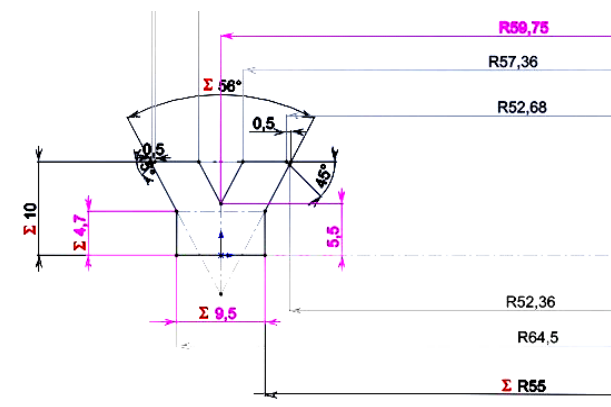


Рис. 3. Профиль модели манжеты

Импортируем уравнения, управляющие размерами из предварительно созданного текстового файла (рис. 4).

Имя	Значение / Уравнение	Равняется	Заметки
Глобальные переменные			
D10	= 56	56	✓
D11	= D10 * cos(58°) * 2	119,36mm	✓
D12	= D11 * cos(46°) * 2	105,36mm	✓
D13	= D12 * cos(10°) * 2	114,73mm	✓
D14	= D13 * cos(58°) * 2	124,29mm	✓
D15	= D14 * cos(46°) * 2	133,64mm	✓
D16	= D15 * cos(10°) * 2	134,29mm	✓
D17	= D16 * cos(58°) * 2	129mm	✓
Высота манжеты	= 10	10	✓
Высота гнезда манжеты	= 4,7	4,7	✓

Рис. 4. Таблица уравнений параметрической модели

Создаем твердое тело модели (рис. 5), после чего получаем законченную модель манжеты. Чтобы создать заготовку манжеты, предположим, что усадка резины идет равномерно по всем участкам манжеты, следовательно, масштабируем деталь на 0,5...3 %, в зависимости от выбранной нами резины. Данную функцию тоже можно включать в таблицу уравнений для манжеты. Полученную параметрическую модель

манжеты используем в созданных заготовках пресс-формы манжеты по ГОСТ 26619–85.

Итоговый сборочный вид 3D-модели пресс-формы для изготовления исследуемой манжеты показан на рис. 6.



Рис. 5. Параметрическая модель манжеты

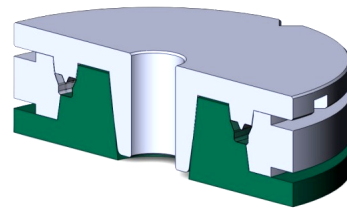


Рис. 6. Параметрическая модель пресс-формы манжеты

Изменяя параметры гнезда, или угла раскрытия, мы изменяем и саму модель манжеты, после чего эта модель может быть использована для создания конструкторской документации в полуавтоматическом режиме или же экспортирована как файл трехмерной модели (Edrawings, IGES, STEP и другие международные форматы обмена данными). Внося изменения в переменные параметрической модели манжеты и ее шаблон, можно получить в автоматическом режиме необходимые переменные, такие, например, как фамилия автора, тип материала с указанием его усадки в процентах и автозаполнение спецификации на пресс-форму манжеты в конструкторской документации.

Проектирование конструкторской документации – трудоемкий процесс, но его можно значительно ускорить, создавая трехмерную модель изделия. Трехмерная модель представляет собой комплексный вид изделия, который можно использовать как типовой проект.

При этом внесение изменений в типовой проект может производиться на базе предыдущей его версии, что значительно сократит время воспроизводства всей технической документации измененного варианта изделия. Используя векторную параметризацию, выполнять чертеж можно и в натуральном масштабе, чтобы затем при печати на бумагу масштабировать его до нужного формата. В современных САД-системах работа с векторной графикой предусмотрена, и наиболее распространенными форматами являются, например, *.dwg, *.stp кроме собственных форматов САД-системы.

Заготовка сборочного чертежа, выполненная в пакете Solidworks, представлена на рис. 6.

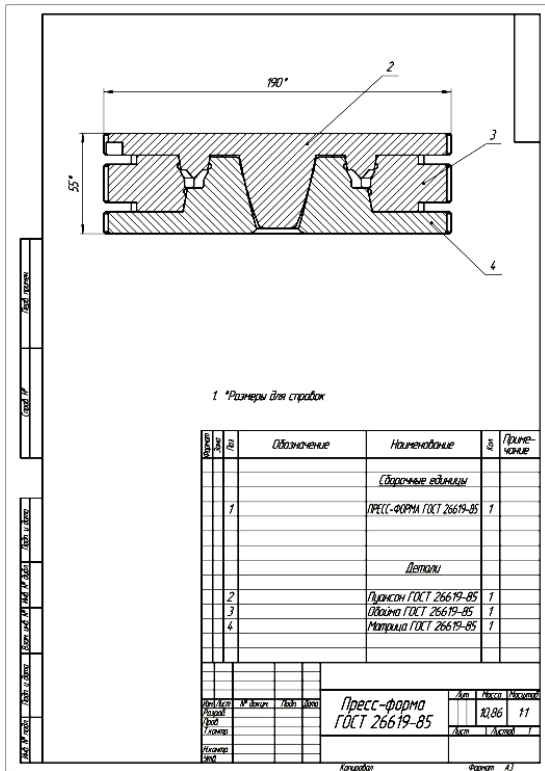


Рис. 7. Сборочный чертеж пресс-формы

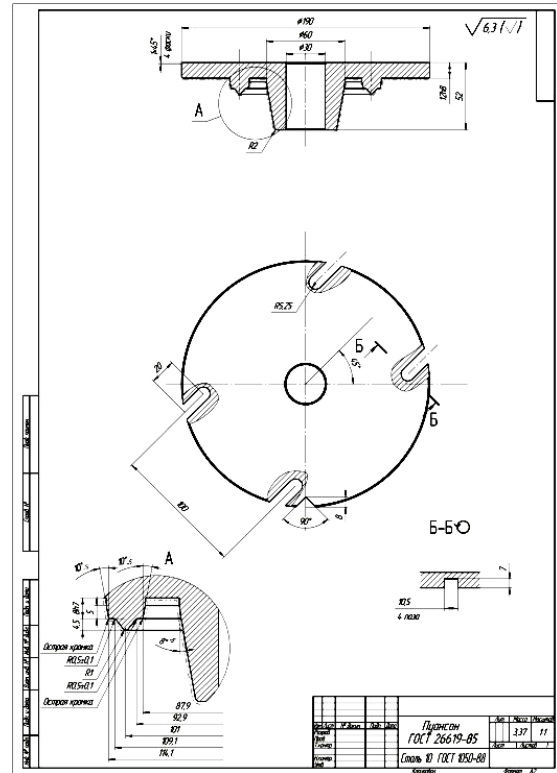


Рис. 8. Пуансон пресс-формы

Данная заготовка получена в полуавтоматическом режиме, причем при изменении параметров модели чертеж благодаря ассоциативной связи изменится автоматически с учетом изменений (нанесение резьбы, шероховатости, тип материала) и вид параметрической модели. Однако используя средства передачи данных и свободные векторные форматы, мы можем передать данную заготовку и в другой пакет для разработки конструкторской документации. Но при этом теряется ассоциативная связь с моделью. Та же заготовка сборочного чертежа пресс-формы, но выполненная в пакете КОМПАС и адаптированная под единую систему конструкторской документации (ЕСКД), представлена на рис. 7.

Параметрическая модель дает возможность создавать, хранить и передавать информацию не только о сборочном чертеже пресс-формы (см. рис. 7), но и о составляющих ее частях, входящих в состав сборочной единицы. Пуансон пресс-формы, выполненный в виде рабочего чертежа детали в пакете КОМПАС и адаптированный под ЕСКД, показан на рис. 8.

В итоге данная параметрическая модель позволяет сократить время изготовления конструкторской документации на данный тип пресс-форм, а следовательно, и время на запуск производства. Для проекта, где изменяются некоторые параметры манжеты (угол раскрытия, размер гнезда манжеты, диаметр манжеты), параметрическая модель позволяет подготовить чертежи всех типоразмеров для одного типового проекта, а все остальные чертежи и проекты, благодаря системе конфигураций SolidWorks и двусторонней ассоциативной связи чертежей с моделью, будут

изменяться в соответствии с новыми заданными параметрами, что существенно сократит время подготовки конструкторской документации.

Библиографические ссылки

1. Аврущенко Б. Х. Резиновые уплотнители. Л.: Химия, 1978.
2. Ереско С. П. Исследование влияния нагрузочного режима одноковшовых экскаваторов на надежность гидроцилиндров рабочего оборудования и их уплотнительных устройств: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1981.
3. ГОСТ 14896–84. Манжеты уменьшенного сечения для уплотнительных устройств [Электронный ресурс]. URL: <http://plasma.com.ua/rti/gost/14896-84.html> (дата обращения: 28.02.2012).
4. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973.
5. Ереско С. П. Система управления надежностью уплотнений подвижных соединений гидроагрегатов строительных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Красноярск, 2003.
6. Ереско Т. Т. Совершенствование конструкций и рабочего процесса гидродневоагрегатов ударного действия: дис. ... д-ра техн. наук. Красноярск, 2005.
7. Совершенствование гидродневоударного агрегата на основе имитационного моделирования / Т. Т. Ереско, А. А. Тубольцев, С. П. Ереско, В. С. Ереско // Современ. технологии. Системный анализ. Моделирование: науч. журн. ИРГУПС. 2011. № 3 (31). С. 50–56.

V. S. Eresko, S. P. Eresko, A. N. Antamoshkin, T. T. Eresko

AUTOMATION OF PROCESS OF PRODUCTION OF MOLDS FOR MANUFACTURE OF LIP SEALS

Lip seals are used to ensure the tightness of the executive units of hydraulic systems. An important role for improving tightness is played by form of distribution diagrams of contact stresses, which excludes or reduces possibility of hydrodynamic pressure, as well as providing a return fluid leak in the sealing chamber. Currently used methods of production of contact seals, with the help of injection molds are based on the sizing of the GOST 14896-84 on the seals and the mold. However, the dimensions given in this document often do not guarantee the specified resource because it does not take into account the operating conditions. The paper describes a method of automation of process of production of molds for manufacture of lip seals, through the construction of parametric models of contact-type lip seals, which include the optimization of their design parameters and shape, according to the specific set conditions of subsequent operation, to provide a given guaranteed working capacity resource.

Keywords: seal, opening angle of the cuff, parametric model of the seal, parametric model of the mold.

© Ереско В. С., Ереско С. П., Антамошкин А. Н., Ереско Т. Т., 2012

UDC 621.3.01:620.172:669.14.018.298

G. G. Krushenko

MATHEMATICAL MODELING OF MECHANICAL PROPERTIES OF STRUCTURAL STEELS

On the basis of available published data and with the aid of a personal computer found equations of the dependence of the yield strength $\sigma_{0,2}$, of reduction of area φ and of impact toughness a_1 of a group of a structural steels on their tensile strength σ_u with correlation coefficients.

Keywords: structural steels, mechanical properties, mathematical modeling.

According to published data [1] there exists a certain dependence of the yield strength $\sigma_{0,2}$, of reduction of area φ and of impact toughness a_1 of structural steels alloyed with various elements on the tensile strength σ_u .

In article [1] processed the data of more than 400 publications with a computer by method of multiple regression analysis and obtained quantitative dependences suitable for calculating the mechanical properties of steels (12 marques) from the known chemical composition.

On the basis of the data on the correlation between the mechanical properties of metals [3] compare in the present work the results of [1] and [2]

The data of [1] on the mechanical characteristics of steels were processed by methods of correlations and variance analysis so as to obtain mathematical models of the dependences of yield strength $\sigma_{0,2}$, reduction of area φ and impact strength a_1 on ultimate resistance σ_u . The calculations were with software presented in [4]. To make the programs suitable for the computer, they were analyzed and translated into Turbo Pascal-5.

For the dependences of $\sigma_{0,2}$, φ and a_1 on σ_u were obtained the following equations (type $y = a + bx$) with the correlation coefficients $r_{xy} = 0,978$ and $0,985$, respectively:

$$\sigma_{0,2} = 297,321 + 0,652 \sigma_u \quad (1)$$

$$\varphi = 85,724 - 0,023 \sigma_u \quad (2)$$

For a_1 was obtained the equation (type $y = b_0 \cdot x b_1$ with $r_{xy} = 0,980$):

$$a_1 = 10197977,89 \sigma_u^{-1,645} \quad (3)$$

The curves of the experimental and of the calculated dependences by equations (1)–(3) are presented in fig. 1.

An evaluation of the of the error of the theoretical data compared with experimental ones showed that for the dependence $\sigma_{0,2} = f(\sigma_u)$ the range of the maximal deviations lies in the range from + 12,93 % to – 9,3 %, for $\varphi = f(\sigma_u)$ – from + 10,97 % to – 5,3 %, and $a_1 = f(\sigma_u)$ – from + 18,1 % to – 23,1 % (fig. 2).

Carried out a comparative analysis of the deviations of the calculated data on mechanical properties ($\sigma_{0,2}$, φ and a_1) from experimental ones (fig. 2). It was established that the scatter of the values of these characteristics calculated for the data [1] was somewhat larger than the data [2] because in the former case the values of σ_u were averaged for an entire group of steels (in [1] neither the amount nor the marks of the of the steels was given). In [2] the mechanical properties were calculated from data obtained for 12 marks of steels, but each characteristic was calculated separately and with a view to the principal factors affecting the mechanical properties (content of alloying elements, conditions of heat treatment).