

**КОНСТРУКЦИОННОЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ  
КАЧЕСТВА ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСОВ РЕДУКТОРОВ  
ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ**

*Львовский государственный университет безопасности жизнедеятельности*

*Львов, Украина*

*Разработан метод расчета прочности корпусов редукторов общего назначения с учетом напряженно-деформированного состояния с использованием метода сил для определения внутренних усилий, которые действуют на его стенки. Установлено, что соотношение между максимальным изгибающим моментом, который действует на стенки корпуса, и вращающим моментом есть величина постоянная. Это соотношение находится в пределах 1,8...1,95, что позволяет упростить расчеты, связанные с определением толщины стенки корпуса. Рассмотрена методология проектирования технологического процесса изготовления качественного корпуса редуктора с использованием технологической наследственности и каскадного графа вариантов технологии в зависимости от типа производства.*

*Ключевые слова: расчет на прочность, корпус редуктора, толщина стенки корпуса, технологический процесс, каскадный граф вариантов технологического процесса*

**Постановка проблемы.** Современные приводы подъемно-транспортного оборудования, основой которых являются зубчатые редукторы, работают в условиях динамических нагрузок. Известно, динамические нагрузки могут увеличивать в процессе работы значения сил, которые действуют на элементы конструкции редуктора. Эти усилия уменьшают усталостную прочность корпуса, а в некоторых случаях - приводят к разрушению стенок в виде трещин. Поэтому для обеспечения прочности корпусов редукторов, которая бы учитывала динамические нагрузки, необходимо в процессе проектирования определять конструктивные элементы корпуса с учетом его напряженно-деформированного состояния под действием не только статических, но и динамических нагрузок. Но в существующих методиках расчета корпусов редукторов эти вопросы не рассматривают, а все конструктивные размеры корпуса определяют в зависимости от значения межосевого расстояния зубчатой передачи. Такой подход к определению конструктивных элементов корпуса редуктора является необоснованным. Например, при одних и тех же значениях межосевого расстояния, но при разных значениях модуля, передаточного числа и мощности, которая передается зубчатой передачей, нагрузки на корпус редуктора будут разными. Поэтому возникает проблема в отсутствии методологии расчета конструктивных элементов корпусов редукторов с учетом их напряженно-деформированного состояния.

Кроме того, необходимо отметить, что при разработке технологического процесса изготовления корпуса редуктора используют типовой технологический процесс, который не всегда обеспечивает требуемое качество зубчатой передачи согласно ГОСТ 1643-81. Поэтому при его разработке прежде всего необходимо учитывать обеспечение требуемого качества изготовления корпуса и редуктора в целом, который должен соответствовать требуемой степени точности согласно ГОСТ 1643-81. Наиболее рациональным подходом для решения этой задачи является использование так называемой технологической наследственности. В свое время профессор П.И. Ящерицын указывал, что использование явления технологической наследственности позволяет обеспечить требуемое качество изготовления детали за счет использования таких технологических операций обработки, которые обеспечивают требуемое качество, при этом ставя заслоны тем операциям, которые снижают это качество. Однако такой подход к разработке технологического процесса в настоящее время отсутствует. Поэтому также возникает проблема в усовершенствовании методологии проектирования технологических процессов изготовления деталей, в том числе и для корпусов редукторов.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Вопросами разработки методов определения оптимальных конструктивных размеров зубчатых передач редукторов занимались К.И. Заблонский [1], А.Ф. Кириченко [2], Шишов В.П. [3, 4] и другие. Но разработанные методы касались лишь

отдельных элементов зубчатых колес передачи и разрабатыванию компоновочных схем редуктора. В работе [5] приведена методика определения размеров конструктивных элементов корпуса редуктора в зависимости от межосевого расстояния зубчатой передачи без обоснования их прочности. Разработкой разных методик расчета и проектирования технических объектов, в том числе и корпусов редукторов, с использованием информационных технологий занимались многие исследователи. Результатом этих работ является внедрение в конструкторскую практику таких систем как APM WinMachine с использованием для расчета корпусов редукторов на прочность метода конечных элементов. Значительный вклад в этом направлении внесли такие высшие учебные заведения как Восточнукраинский национальный университет им. В. Даля, Донецкий национальный технический университет, Национальный университет «КПИ», Белорусский НТУ и другие. Метод конечных элементов является наиболее перспективным численным методом, что позволяет осуществлять анализ напряженно-деформированного состояния. Идея метода заключается в том, что при анализе сплошная среда моделируется разбивкой ее на конечные области (элементы), в каждой из которых поведение этой среды описывается с помощью набора определенных функций. Эти функции задаются в такой форме, чтобы они удовлетворяли условиям непрерывности описываемых ими характеристик во всей среде [6]. Результаты расчетов с помощью специального визуализатора изображаются в цветовой гамме, в виде изолиний, что значительно усложняет процесс познания. Поэтому на практике использовать этот метод очень сложно и экономически не выгодно.

Технологический процесс механической обработки корпусов редукторов зависит, прежде всего, от конструктивной формы, размеров и массы корпуса, вида заготовки, технических требований и типа производства. Рассмотрению этих вопросов для корпусных деталей в более полном виде посвящена работа кафедры технологии машиностроения Московского станко-инструментального института [7]. Однако охватить все вопросы, связанные с обеспечением требуемого качества, авторам этой работы не удалось.

Нельзя не отметить работу [8], в которой авторы на основании собственных результатов теоретических и экспериментальных исследований на более высоком уровне предлагают метод проектирования технологических процессов механической обработки деталей, в том числе и для корпусных деталей. Их рекомендации позволяют проектировать по несколько вариантов технологии с последующим выбором наиболее рационального.

Одной из первых работ, посвященной проектированию технологических процессов механической обработки с использованием основных положений технологического наследования, была работа П.И. Ящерицына [9]. В этой работе автор заложил основы для использования технологического наследования для проектирования технологии. Однако автор смог рассмотреть только технологию механической обработки для шлифовальных операций. Продолжил работу в этом направлении А.М. Дальский [10], рассматривая технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей прецизионных станков за счет выбора наиболее рационального технологического процесса. Для разработки рационального варианта технологического процесса А.М. Дальский предлагает рассматривать каскадный граф вариантов процесса и на основании коэффициентов технологического наследования выбирать рациональный вариант, который обеспечивает требуемое качество обработки. Однако автор не приводит значений коэффициентов технологического наследования, а только указывает на то, что эти коэффициенты можно получить только на основании результатов экспериментальных исследований. Первые значения коэффициентов технологического наследования для технологических операций механической и химико-термической обработки зубчатых колес были получены Э.Н. Гулидой и опубликованы в работе [11].

Все дальнейшие усовершенствования методик проектирования технологических процессов механической обработки деталей, в том числе и с использованием информационных технологий, не рассматривали использования положений технологического наследования. Поэтому ставится задача рассмотреть вопрос комплексного, а именно, конструкционного и технологического обеспечения качества изготовления корпусов редукторов общего назначения.

**Постановка задачи и ее решение.** Ставится цель разработать на основании результатов теоретических и экспериментальных исследований методологию расчета на прочность корпусов редукторов с учетом их напряженно-деформированного состояния и методологию проектирования технологического процесса их механической обработки с использованием основных положений технологического наследования, которые в комплексе обеспечивали бы требуемое качество изготовления.

### Конструктивное обеспечение качества

К основным конструктивным элементам корпуса относят: толщину стенки корпуса  $\delta$ ; толщину верхнего пояса фланца корпуса  $b_\phi$ ; толщину нижнего пояса корпуса (без бобышек)  $\rho$ ; толщину ребер корпуса  $m_p$ ; диаметр отверстия под фундаментные болты  $d_1$ ; диаметр отверстий под болты около подшипников  $d_2$ ; диаметр отверстий под болты для соединения корпуса с крышкой  $d_3$ ; расстояние от внешней поверхности стенки корпуса к оси болтов  $d_1, d_2, d_3 - c_i$ ; ширину нижнего и верхнего поясов корпуса  $K_i$ ; высоту бобышек под болт  $d_2 - h_b$ ; внешний диаметр гнезда под подшипники  $D_k$ ; длина гнезда под подшипник  $l$ ; диаметр штифта  $d_{ш}$  и его длину  $l_{ш}$ ; наименьший зазор между внешним диаметром зубчатого колеса и стенкой корпуса  $A$ , а от торцов –  $A_1$ .

На основании рекомендаций [5] основным фактором, от которого зависят почти все конструктивные элементы корпуса, есть толщина его стенки  $\delta$ . Потому на основании рассмотрения напряженно-деформированного состояния корпуса определим значение толщины стенки корпуса  $\delta$ . Для этого рассмотрим схему нагрузки одноступенчатого редуктора, например привода конвейера с использованием ременной передачи (рис. 1).

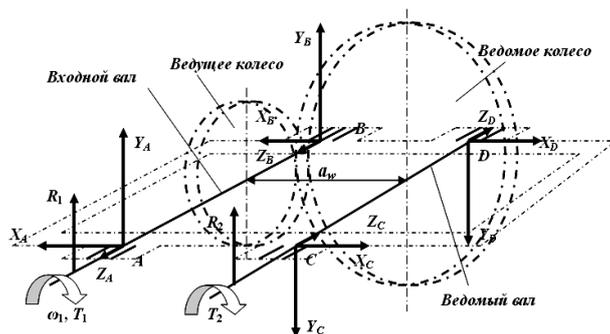


Рис. 1 – Схема нагружения одноступенчатого редуктора

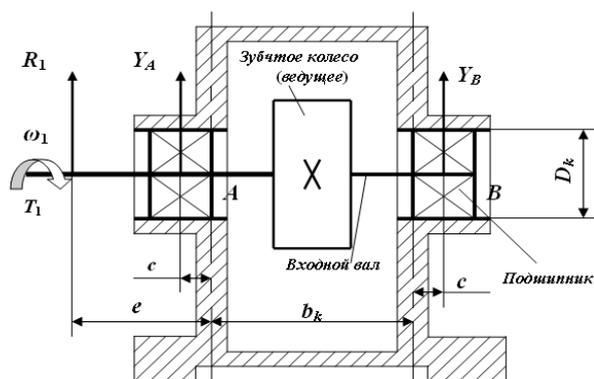


Рис. 2 – Поперечное сечение корпуса редуктора и схема его нагружения

Схему нагружения усложним тем, что входной вал, с которым соединяется вал электродвигателя с помощью муфты, и ведомый вал со шкивом ременной передачи выходят в одну сторону. То есть в этом случае возникает наиболее возможное напряженно-деформированное состояние одной стороны корпуса. В процессе передачи вращающего момента  $T_1$  на корпус действуют следующие усилия:  $R_1$  - сила от несоосности муфты, которая соединяет вал электродвигателя с входным валом редуктора;  $Y_A$  - реакция опоры  $A$  от действия окружной силы  $F_t$  и  $R_1$ ;  $X_A$  - реакция опоры  $A$  от действия радиальной силы  $F_r$ ;  $Z_A$  - реакция опоры  $A$  от действия осевой силы  $F_a$ ;  $Y_B, X_B, Z_B$  - реакции опоры  $B$  от действия соответственно сил  $F_t, F_r, F_a$  и  $R_1$ ;  $R_2$  - сила от действия соответствующей передачи (ременной, цепной, зубчатой и тому подобных) на ведомый вал опоры  $C$ , который передает вращающий момент  $T_2$ ;  $Y_C, X_C, Z_C, Y_D, X_D, Z_D$  - реакции опор  $C$  и  $D$  от действия соответственно сил  $F_t, F_r, F_a$  и  $R_2$ ;  $a_w$  - межосевое расстояние.

Рассмотрим действие сил на корпус редуктора в сечении, которое находится в плоскости, совпадающей с осью входного вала и направлена по нормали к основанию корпуса (рис. 2). Для рассмотрения напряженно-деформированного состояния корпуса от усилий, которые действуют в процессе работы зубчатой передачи, принимаем расчетную схему в виде рамы, форма и размеры которой изображены на рис. 3.

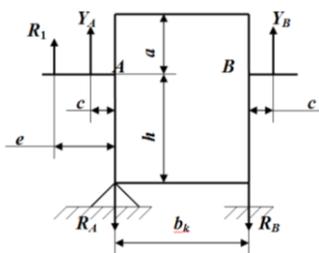


Рис. 3 – Расчетная схема

Анализируя принятую схему, можно заметить, что она имеет три лишних связи, то есть конструкция трижды статически неопределима. Для раскрытия этой неопределенности, а также для выявления опасного сечения и значений внутренних сил в нем, воспользуемся методом сил.

Используя метод сил, образуем статически определенную, так называемую основную систему, за счет снятия лишних связей статически неопределенной системы. После этого нагружаем основную систему неизвестными реактивными силами  $X_1, X_2$  и  $X_3$ , которые заменяют удаленные связи рамы, и заданной нагрузкой. Для упрощения рассмотрения этого вопроса введем следующее: обозначим действующие усилия через  $P_i$ , а именно:  $R_1$  через  $P_1$ ;  $Y_A$  -  $P_2$ ;  $Y_B$  -  $P_3$ . Для определения перемещений нагрузим основную систему силами  $X_1, X_2$  и  $X_3$ , принимая их значение равными единице, а именно  $X_1 = 1, X_2 = 1, X_3 = 1$ . На основании закона независимости действия сил каждое из перемещений системы можно представить как сумму перемещений от действия лишних неизвестных сил, то есть  $\Delta_{ik} = \delta_{ik}X_k$  и перемещений от заданной нагрузки  $\Delta_{ip}$ . В этом случае система канонических уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + X_3\delta_{13} + \Delta_{1p} &= 0; \\ X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + X_3\delta_{23} + \Delta_{2p} &= 0; \\ X_1\delta_{31} + X_2\delta_{32} + X_3\delta_{33} + \Delta_{3p} &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

При вычислении коэффициентов  $\delta_{ik}$  и свободных членов  $\Delta_{ip}$  канонических уравнений для плоских рам, как правило, пренебрегают влиянием нормальных и поперечных сил и принимают во внимание лишь изгибаемые моменты. В нашем случае пренебрегаем силами  $X_A, Z_A, X_B$  и  $Z_B$ . Для определения коэффициентов канонических уравнений принимаем основную систему, которая изображена на рис. 4.

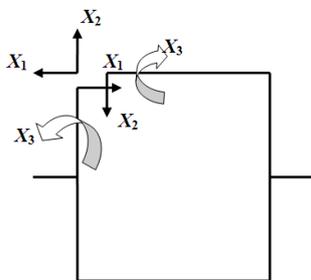


Рис. 4 – Основная схема

После этого строим эпюры изгибающих моментов  $M_1, M_2, M_3$  от действия единичных сил  $X_1 = 1, X_2 = 1, X_3 = 1$  и эпюру моментов  $M_p$  от заданного нагружения.

При определении коэффициентов  $\delta_{ik}$  канонических уравнений (1) учитываем то, что эти коэффициенты размещены с обеих сторон главной диагонали матрицы коэффициентов канонических

уравнений и на основе теоремы о взаимности перемещений они имеют свойство  $\delta_{ik} = \delta_{ki}$ . Кроме этого, ставим условие, что жесткость отдельных участков рамы постоянна. На основании приведенного и с использованием способа Верещагина получаем:

$$\left. \begin{aligned}
 E\delta_{11} &= 2 \left[ \frac{1}{2}(a+h)(a+h) \frac{2}{3}(a+h) \right] = \frac{2}{3}(a+h)^3; \\
 E\delta_{22} &= 2 \left( \frac{1}{2}b_k \cdot b_k \cdot \frac{2}{3}b_k \right) + (a+h) \cdot b_k \cdot b_k = b_k^2 \left[ \frac{2}{3}b_k + (a+h) \right]; \\
 E\delta_{33} &= 2(b_k \cdot 1 \cdot 1) + 2[(a+h) \cdot 1 \cdot 1] = 2[b_k + (a+h)]; \\
 E\delta_{12} = E\delta_{21} &= -\frac{1}{2}b_k(a+h) \cdot b_k - \frac{1}{2}(a+h)^2 \cdot b_k = -\frac{1}{2}(a+h) \cdot b_k \cdot [b_k + (a+h)]; \\
 E\delta_{13} = E\delta_{31} &= 2 \left[ \frac{1}{2}(a+h)^2 \cdot 1 \right] + b_k(a+h) \cdot 1 = (a+h)[b_k + (a+h)]; \\
 E\delta_{23} = E\delta_{32} &= -2 \cdot \frac{1}{2}b_k \cdot b_k \cdot 1 - (a+h) \cdot b_k \cdot 1 = -b_k[b_k + (a+h)]
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости, МПа;  $I$  – момент инерции сечения, мм<sup>4</sup>.

Система уравнений (2) дает возможность определить свободные члены канонических уравнений (1) и таким образом получить в готовом виде для проведения расчетов систему канонических уравнений. При решении для заданных условий канонических уравнений определяем внутренние усилия  $N$  и изгибающие моменты, в том числе и  $M_{\max}$ .

Многочисленные расчеты показали, что внутреннее продольное усилие  $N$  практически не влияет на прочность толщины стенки  $\delta$  корпуса по сравнению с изгибом. Исходя из условия прочности на изгиб, получаем:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma]; \dots W_z = \frac{L\delta^2}{6}; \dots \delta = \sqrt{\frac{6M_{\max}}{L[\sigma]}}, \quad (3)$$

где  $[\sigma]$  - допустимое напряжение на растяжение материала корпуса редуктора;  $L = a_w + [(D_1 + D_2)/2]$  - длина опасного сечения стенки корпуса;  $a_w$  - межосевое расстояние;  $D_1, D_2$  - диаметры внешних колец подшипников ведущего и ведомого валов соответственно.

Наибольшие нормальные напряжения на растяжение в стенках корпуса определяем согласно зависимости

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} + \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (4)$$

где  $N_{\max}$  - максимальное внутреннее усилие, которое действует на стороне максимального изгибающего момента;  $A$  - площадь сечения стенки корпуса;  $M_{\max}$  - максимальный изгибающий момент, который действует на стенку корпуса;  $W_z$  – осевой момент сечения стенки корпуса.

Исходя из найденной толщины  $\delta$  стенки и используя рекомендации [5], то есть уже известные зависимости, определяем все другие конструктивные элементы корпуса. В случае сжатия элементов конструкции корпуса допустимые напряжения можно принимать до 120...150 МПа. В то же время корпус работает в разных условиях, а именно не только на сжатие, но и растяжение и потому допустимые напряжения можно принимать в пределах 80...100 МПа, что позволяет уменьшить толщину стенки корпуса приблизительно на 10%. Также, было установлено, что соотношение максимального изгибающего момента  $M_{\max}$ , который действует на стенки корпуса редуктора, к вращательному моменту  $T_1$  является постоянной величиной, которая находится в пределах 1,8...1,95.

Тогда с целью упрощения расчетов максимальный изгибаемый момент  $M_{\max}$  можно определить согласно зависимости

$$M_{\max} = (1,8 \dots 1,95) T_1. \quad (5)$$

После определения значений всех конструктивных элементов корпуса переходят к определению варианта возможной компоновки корпуса редуктора. Для одноступенчатого редуктора схема компоновки корпуса определяется непосредственно зубчатой передачей, которая позволяет определить все необходимые размеры как корпуса, так и крышки. Для двухступенчатого редуктора возможны несколько разных вариантов компоновки [1], какие изображены на рис. 5.

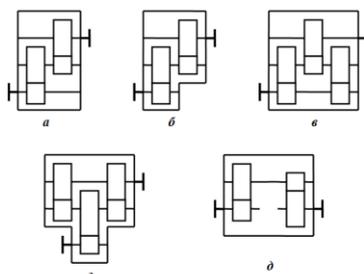


Рис. 5 – Схемы компоновки двухступенчатых редукторов

Наибольшее распространение по спросу заказчиков получила развернутая схема компоновки (рис. 5, а и б), которая позволяет в результате одинаковой конструкции выполнять унификацию колес быстроходной и тихоходной ступеней двух соседних типоразмеров редукторов. Схемы компоновки с распределенным потоком (рис. 5, в и г) имеют основной недостаток в том, что невозможно внедрить унификацию колес и в этом случае значительно увеличивается трудоемкость изготовления таких редукторов. Поэтому за основу для синтеза корпуса редуктора и его конструктивных элементов принимают развернутую схему компоновки (рис. 5, а и б). Для обоснования выбора схемы компоновки (рис. 5, в) необходимо проверить деформацию прогиба входного вала, которая не должна превышать  $0,01m_n$  ( $m_n$  - модуль нормальный зубчатой передачи) по схеме (рис. 5, а). В случае превышения деформации допустимого значения принимают схему компоновки, изображенную на рис. 5, в.

#### Технологическое обеспечение качества

На проектирование и выбор оптимального варианта технологического процесса прежде всего влияет тип производства: массовый, крупносерийный, серийный, среднесерийный, мелкосерийный и единичный. Кроме этого, тип производства также влияет на форму его организации, которая разделяется на поточную и предметную. На начальном этапе проектирования технологического процесса тип производства неизвестен. Поэтому перед началом разработки технологического процесса необходимо ориентировочно определить тип производства. На основании статистической обработки данных справочной литературы получены эмпирические зависимости для ориентировочного определения типа производства:

- массовый тип производства, когда программа выпуска  $N \geq 205233m^{0,6991}$ ;
- крупносерийный тип производства, когда  $105705m^{-0,7576} \leq N < 205233m^{-0,6991}$ ;
- среднесерийный тип производства, когда  $1688,6m^{-0,7591} \leq N < 105705m^{-0,7576}$ ;
- мелкосерийный тип производства, когда  $1027,5m^{-0,8512} \leq N < 1688,6m^{-0,7591}$ ;
- единичный тип производства, когда  $N \leq 10$ ,

где  $m$  – масса детали, кг (зависимости получены для деталей массой  $m \leq 20$  кг).

После ориентировочного установления типа производства необходимо проанализировать деталь с точки зрения технологичности по качественным и количественным показателям и отнести деталь к соответствующему классу. Выбрать для установленного класса деталей стандартный технологический маршрут обработки.

Следующим этапом проектирования технологического процесса является разработка для каждой операции необходимых переходов и их приближенное нормирование с определением для каждой операции штучного времени  $T_{шт.и}$  [8]. На основании значений  $T_{шт.и}$  определяют необходимое

количество станков для каждой операции  $C_i$  и коэффициент их загрузки  $\eta_i$ . После этого рассчитывают количество операций  $O_i$ , которые можно выполнить на одном рабочем месте

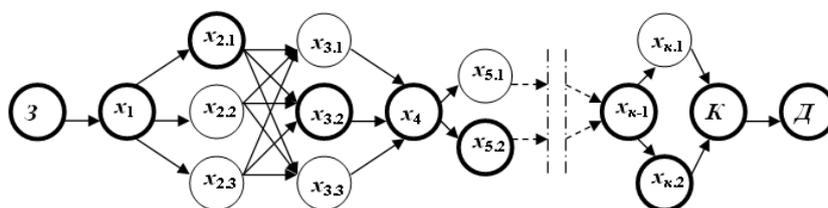
$$O_i = \frac{\eta_n}{\eta_i}, \quad (6)$$

где  $\eta_n$  – нормативный коэффициент загрузки станков; для массового производства  $\eta_n = 0,65 \dots 0,70$ ; для крупносерийного производства  $\eta_n = 0,71 \dots 0,75$ ; для среднесерийного производства  $\eta_n = 0,76 \dots 0,80$ ; для мелкосерийного производства  $\eta_n = 0,81 \dots 0,85$ ; для единичного производства  $\eta_n = 0,86 \dots 0,90$ .

На следующем этапе определяют общее количество рабочих мест  $K_{p,m}$  для выполнения всего технологического процесса, который включает  $k$  операций, общее количество закрепленных операций  $K_o$  и на основании полученных значений  $K_{p,m}$  и  $K_o$  рассчитывают коэффициент закрепления операций  $K_{з,o}$  за рабочими местами

$$K_{p,m} = \sum_{i=1}^k C_i; \quad K_o = \sum_{i=1}^k O_i; \quad K_{з,o} = \frac{K_o}{K_{p,m}}. \quad (7)$$

Полученное значение  $K_{з,o}$  сравнивают с нормативными значениями коэффициентов закрепления операций, которые приведены в ГОСТ 3.1121 - 84, и уточняют тип производства. После уточнения типа производства согласовывают принятый стандартный технологический процесс. После проведения согласования стандартного технологического процесса с типом производства и выделения по возможности многовариантных операций составляют каскадный граф вариантов технологического процесса (рис. 6).



$x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$  – номера операций (от 1-й до  $k$ -й); цифра в индексе операции после точки обозначает вариант операции; З – заготовка; К – контрольная операция; Д – готовая деталь

Рис. 6 – Каскадный граф вариантов технологического процесса

Ребра каскадного графа вариантов технологического процесса представляют собой коэффициенты технологического наследия  $K_{i-(i+1)}$ , где  $i$  – номер предыдущей операции;  $i+1$  – номер последующей операции.

Общее количество вариантов  $B$  технологии

$$B = \left( \sum_{i=1}^n B_{1i} \right) \cdot \left( \sum_{i=1}^n B_{2i} \right) \cdot \dots \cdot \left( \sum_{i=1}^n B_{ki} \right), \quad (8)$$

где  $B_{1i}, B_{2i}, \dots, B_{ki}$  – вариант обработки на каждой технологической операции (від 1-й до  $k$ -й);  $n$  – количество вариантов на каждой операции.

Результаты экспериментальных исследований позволили установить значения коэффициентов технологического наследования для основных операций механической обработки корпусов редукторов общего назначения (табл. 1).

**Таблица 1 – Значение коэффициентов технологического наследования**

№ варианта операции	Название метода обработки	Обозначение коэффициента технологического наследования	Значение коэффициента:				
			по качеству точности IT	по шероховатости $R_a$	по высоте волнистости поверхности $h_w$	по соотношению отверстий	по параллельности плоских поверхностей
1	2	3	4	5	6	7	8
0	Заготовка	$K_0$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
5.1	Фрезерование плоскости основания на продольно-фрезерном станке	$K_{0-5.1}$	1,55	3,17	2,8	-	12,5
5.2	Фрезерование плоскости основания на консольно-фрезерном станке	$K_{0-5.2}$	1,55	3,0	2,6	-	10,0
5.3	Фрезерование плоскости основания на вертикально-фрезерном станке	$K_{0-5.3}$	1,55	2,9	2,4	-	6,7
5.4	Строгание плоскости основания на продольно-строгальном станке	$K_{0-5.4}$	1,55	3,2	3,0	-	14,3
10.1	Фрезерование плоскости разъема на продольно-фрезерном станке	$K_{0-10.1}$	1,55	3,17	2,8	-	14,3
10.2	Фрезерование плоскости разъема на консольно-фрезерном станке	$K_{0-10.2}$	1,55	3,0	2,6	-	11,1
10.3	Фрезерование плоскости разъема на вертикально-фрезерном станке	$K_{0-10.3}$	1,55	2,9	2,4	-	7,8
10.4	Строгание плоскости разъема на продольно-строгальном станке	$K_{0-10.4}$	1,55	3,2	3,0	-	16,7
20.1	Фрезерование торцовых плоскостей главных отверстий с двух сторон одновременно на продольно-фрезерном станке	$K_{0-20.1}$	2,0	3,2	2,8	-	18,0
20.2	Фрезерование торцовых плоскостей главных отверстий с двух сторон торцовой фрезой с переустановкой на горизонтально-фрезерном станке	$K_{0-20.2}$	1,6	3,1	2,8	-	12,0
25.1	Растачивание основных отверстий (черновое) консольной оправкой на горизонтально-расточном станке	$K_{0-25.1}$	1,55	3,0	2,5	10	-
25.2	Растачивание основных отверстий (черновое) борштангой на горизонтально-расточном станке	$K_{0-25.2}$	1,75	3,2	3,0	20	-
25.3	Растачивание основных отверстий (черновое) в кондукторах на горизонтально-расточном станке	$K_{0-25.3}$	1,87	3,5	3,2	25	-
30.1	Растачивание основных отверстий (чистовое) консольной оправкой на горизонтально-расточном станке	$K_{25.1-30.1}$	1,13	2,09	1,1	3,3	-
30.2	Растачивание основных отверстий (чистовое) борштангой на горизонтально-расточном станке	$K_{25.2-30.2}$	1,33	2,02	1,15	3,5	-
30.3	Растачивание основных отверстий (чистовое) в кондукторах на горизонтально-расточном станке	$K_{25.3-30.3}$	1,3	2,5	1,3	4,0	-

При выборе варианта операции необходимо учитывать последовательность выполнения технологических операций. В случае повторения операций для обработки одной и той же поверхности (например, черновое и чистовое растачивание основных отверстий под подшипники) обобщенный коэффициент  $k_{\Sigma}$  технологического наследования определяют согласно зависимости

$$k_{\Sigma} = \prod_{j=1}^q k_{i-(i+1)j}, \quad (9)$$

где  $q$  – общее количество последовательно выполняемых операций для обработки одной поверхности.

Для определения конечного значения показателя качества обработки с использованием коэффициента технологического наследования необходимо исходное значение показателя разделить на обобщенный коэффициент технологического наследования. Например, для шероховатости поверхности при растачивании основных отверстий. В этом случае исходная шероховатость поверхности отверстия после литья будет  $R_z = 80$  мкм или  $R_a \approx 20$  мкм. Тогда  $R_{ak}$  будет

$$R_{ak} = \frac{R_a}{k_{0-25.1} k_{25.1-30.1}} = \frac{20}{3 \cdot 2,09} = 3,19 \text{ мкм.}$$

После выбора операций технологического процесса механической обработки детали необходимо их сопоставить между собой по технологической себестоимости. При этом выбирают только те, которые обеспечивают требуемое качество обработки и наименьшее значение технологической себестоимости. На основании полученных результатов на каскадном графе выделяют оптимальные варианты операций (например, как показано на рис. 6) и переходят к технологическому проектированию принятого оптимального варианта технологического процесса.

Предложенный метод проектирования технологического процесса был проверен при обработке корпусов одноступенчатых редукторов типа ЦУ.

#### **Выводы**

1. Разработан метод расчета на прочность толщины стенки корпуса редуктора с учетом напряженно-деформированного состояния, который обеспечивает оптимальную прочность корпуса и позволяет обоснованно уменьшить толщину стенки корпуса приблизительно на 10% по сравнению с существующими рекомендациями для его проектирования.
2. Предложен метод проектирования технологических процессов механической обработки корпусов редуктора с использованием основных положений теории технологического наследования. Результаты проверки, например технологического процесса механической обработки корпуса одноступенчатого редуктора типа ЦУ, показали стабильность обеспечения точности; снижение себестоимости механической обработки на 14,3%; обеспечение требуемой производительности с учетом такта выпуска.
3. Проведенная работа требует дальнейшего усовершенствования за счет разработки пакета прикладных программ для использования компьютера при решении поставленных задач.

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. / К.И. Заблонский – К.: Техніка, 1977. – 208 с.
2. Кириченко А.Ф. Перспективы улучшения работы эвольвентных передач. / А.Ф. Кириченко, В.А. Бережной // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип. 31. – С. 82-88.
3. Шишов В.П. Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью. / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, О.А. Ревякина, А.А. Муховатый // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. - №10(56). – Луганськ: СНУ ім. В. Даля. – 2002. – С. 247-254.
3. Шишов В.П. Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукловогнутыми зубьями. / В.П. Шишов, П.Н. Ткач // Подъемно-транспортная техника. - №4. – 2003. – С. 25-32.
4. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 3. / В.И. Ануриев – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.
5. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. / В.В. Шелофаст – М.: Изд-во АПН., 2000. – 472 с.
6. Беспалов Б.Л. Технология машиностроения / Б.Л. Беспалов, Л.А. Глейзер, И.М. Колесов, Н.Г. Латышев, С.Н. Соловьев, В.А. Тимирязев, Д.В. Чарнко. – М.: Машиностроение, 1973. – 448 с.
7. Горбачевич А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения / А.Ф. Горбачевич, В.А. Шкред. – Мн: Выш. Школа, 1983. – 256 с.

8. Ящерицын П.И. Технологическая наследственность и эксплуатационные свойства шлифованных деталей / П.И. Ящерицын. – Мн.: Навука и тэхніка, 1971. – 210 с.
9. Дальский А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин / А.М. Дальский. – М.: Машиностроение, 1975. – 223 с.
10. Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес / Э.Н. Гулида. – Львов: Вища школа, 1983. – 136 с.

УДК 623.437

Гончаревич С.Н., Мишин А.Н., Пилипчук А.П.

**ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СТАНЦИИ  
ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ**

*Военная академия Республики Беларусь*

*Разработана имитационная модель процесса функционирования СТО. Разработанная модель может быть использована для планирования, сравнения вариантов обслуживания, определения средней длины очереди автомобилей, ожидающих обслуживания и обоснования мероприятий по повышению производительности.*

**Введение.**

В процессе эксплуатации автомобиля периодически возникает необходимость выполнения технического обслуживания или текущего (гарантийного) ремонта. Данные операции выполняются на станции технического обслуживания (СТО) автомобилей. Анализ процесса функционирования СТО является важной задачей, для решения которой в настоящее время широко используются методы математического моделирования. Реализация данного подхода позволяет определить производительность СТО, среднюю длину очереди прибывших автомобилей, требуемое количество и оборудование рабочих мест, оценить загруженность и осуществить расстановку сотрудников на рабочих местах, разработать расписание снабжения запасными деталями и приспособлениями [1]. Математические модели позволяют заменить натурные исследования, сократить время исследования, выявить наиболее значимые факторы, оказывающие влияние на функционирования СТО.

**Постановка задачи.**

Задача настоящей работы – выполнить анализ существующих подходов к моделированию функционирования СТО и разработать математическую модель, позволяющую учесть наиболее значимые факторы, влияющие на эффективность функционирования СТО.

**Решение задачи**

Функционирование СТО можно представить как процесс обслуживания поступающих заявок (поток автомобилей, прибывающих на СТО) и формирования выходного потока (поток обслуженных заявок постами станции). Схема СТО изображена на рис. 1.

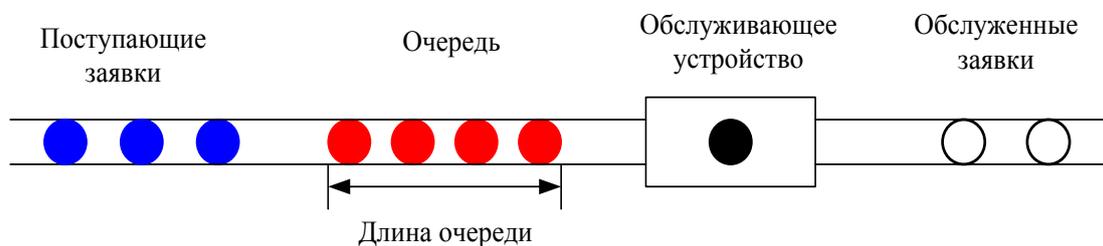


Рис. 1. - Схема функционирования СТО

В общем случае интервалы между поступающими заявками неодинаковы: это случайные величины, определяемые вероятностным законом распределения входного потока. Заявки, вставшие в очередь, ожидают начала обслуживания в соответствии с дисциплиной очереди (дисциплиной обслуживания). Они могут быть различными: первый пришёл - первый идёт на обслуживание или наоборот, последний пришёл - первый обслуживается. Подобные задачи относятся к классу задач