

О. Е. Yakubailik

## GEOINFORMATION INTERNET SYSTEM FOR ENVIRONMENTAL MONITORING IN THE PRODUCTIVE ACTIVITY AREA OF OIL AND GAS INDUSTRY ENTERPRISES

The problems of design and implementation of geoinformation Internet system for environmental monitoring in the productive activity area of oil and gas industry enterprises in Krasnoyarsk region are considered. They include the organization of the technological environment for integration of information resources formed in the process of monitoring, the solution of problems of users' informational interaction, the creation of centralized geospatial database, a set of web interfaces and services for information visualization and analytical processing, applied software. This system realization is based on free and open GIS software.

Keywords: GIS, environmental monitoring, geoinformation Internet server, web-mapping, geospatial data.

© Якубайлик О. Э., 2010

УДК 621.833

К. Я. Иванов, Н. И. Галибей

## ЗУБЧАТЫЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СХЕМЫ

Рассмотрены оптимизация основных параметров коническо-цилиндрического редуктора и выбор оптимальной схемы зубчатого двухступенчатого редуктора на основе методик расчета, разработанных на кафедре прикладной механики Сибирского государственного технологического университета.

Ключевые слова: редуктор, двухступенчатый редуктор, оптимизация структурной схемы редуктора.

Основной задачей при проектировании зубчатых редукторов является разработка конструктивных условий формирования параметров ступеней и передаточного отношения каждой ступени. Разбивка общего передаточного отношения редуктора зависит от требований, которые предъявляются к данной конструкции.

Критериями оптимизации наиболее часто выступают стоимость конструкции, минимальные габаритные

размеры, минимальная масса, минимальный приведенный момент инерции редуктора, минимальная кинематическая погрешность редуктора.

Рассмотрим методику определения оптимальных параметров коническо-цилиндрического редуктора (рис. 1). Основным условием работоспособности редуктора является условие контактной прочности колес, которое одновременно предусматривает минимальную массу. По-

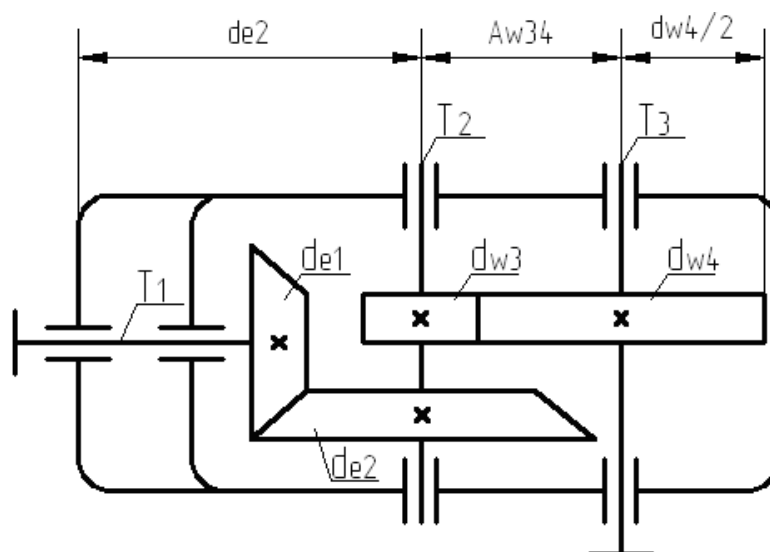


Рис. 1. Схема коническо-цилиндрического редуктора (обозначения см. в тексте)

этому металлоемкость и стоимость редуктора будут зависеть от габаритных размеров редуктора: длины  $L$ , высоты  $H$  и ширины  $B$ .

Необходимо учитывать, что на величину оптимального передаточного отношения ступени оказывают непосредственное влияние такие параметры, как коэффициент ширины зубчатого венца цилиндрической передачи  $\psi_{ba}$ , коэффициент ширины зубчатого венца конической передачи  $\psi_{bRe}$ , контактное напряжение колес  $[\sigma_H]$ . Поэтому выбор достаточно обоснованных значений параметров коническо-цилиндрических редукторов является довольно сложной задачей.

Длина коническо-цилиндрического редуктора (см. рис. 1) определяется по зависимости

$$L = d_{e2} + A_{w34} + \frac{d_{w4}}{2}, \quad (1)$$

где  $d_{e2}$  – внешний делительный диаметр колеса конической передачи;  $A_{w34}$  – межосевое расстояние цилиндрической передачи;  $d_{w4}$  – диаметр делительной окружности колеса цилиндрической передачи.

По условию контактной прочности зубчатых колес межосевое расстояние цилиндрической передачи  $A_{w34}$  и внешний делительный диаметр колеса конической передачи  $d_{e2}$  определяются по следующим формулам:

$$A_{w34} = K_a (i_{34} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{\beta 34}}{\psi_{ba} [\sigma_H]_{34}^2 \cdot i_{34}^2}}, \quad (2)$$

где  $K_a$  – коэффициент, зависящий от свойств материала и типа передачи;  $T_3$  – момент на валу  $T_3$ ;  $K_{\beta 34}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца цилиндрической передачи;  $i_{34}$  – передаточное отношение цилиндрической передачи;  $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию цилиндрической передачи;  $[\sigma_H]_{34}$  – допускаемое контактное напряжение колеса цилиндрической передачи;

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{\beta 12} \cdot i_{12}}{\psi_{bRe} [\sigma_H]_{12}^2 (1 - 0,5 \cdot \psi_{bRe})^2}}, \quad (3)$$

где  $K_d$  – коэффициент, учитывающий тип передачи и свойства материала;  $T_2$  – момент на валу  $T_2$ ;  $K_{\beta 12}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца конической передачи;  $i_{12}$  – передаточное отношение конической передачи;  $\psi_{bRe}$  – коэффициент ширины зубчатого венца конической передачи;  $[\sigma_H]_{12}$  – допускаемое контактное напряжение колеса конической передачи.

Введем следующее обозначение для соотношений колес ступеней:

$$S_\sigma = \frac{[\sigma_H]_{12}}{[\sigma_H]_{34}}. \quad (4)$$

С учетом принятых обозначений и формул выражение (1) после соответствующих преобразований примет вид

$$L = a_0 \left[ a_1 \sqrt[3]{\frac{1}{i_{34}}} + a_2 \sqrt[3]{\frac{1}{i_{34}} (2 \cdot i_{34} + 1)} \right], \quad (5)$$

где  $a_0 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot i_{\text{общ}} \cdot \eta_{12}}{[\sigma_H]_{34}^2}}$ ;  $a_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{K_{\beta 12} \cdot i_{\text{общ}}}{\psi_{bRe} \cdot S_\sigma^2 (1 - 0,5 \cdot \psi_{bRe})^2}}$ ;

$$a_2 = K_d \sqrt[3]{\frac{K_{\beta 34} \cdot \eta_{34}}{\psi_{ba}}}$$

Эта зависимость показывает, что длина редуктора зависит от разбивки передаточного отношения по ступеням и минимальная длина редуктора  $L_{\min}$  будет при

$$i_{34} = \frac{a_1 + a_2}{a_2}. \quad (6)$$

Таким образом, на величину оптимальной разбивки передаточного отношения оказывают влияние соотношения  $S_\sigma$  и параметры  $\psi_{ba}$  и  $\psi_{bRe}$ . При изменении ширины колес и материалов каждый раз меняются передаточные отношения ступеней и, следовательно, длина редуктора. Оценить это влияние можно с помощью разработанной авторами программы «Система автоматизированного проектирования электромеханического привода. Проектирование коническо-цилиндрического редуктора с оптимальными параметрами САПР-9» (рис. 2).

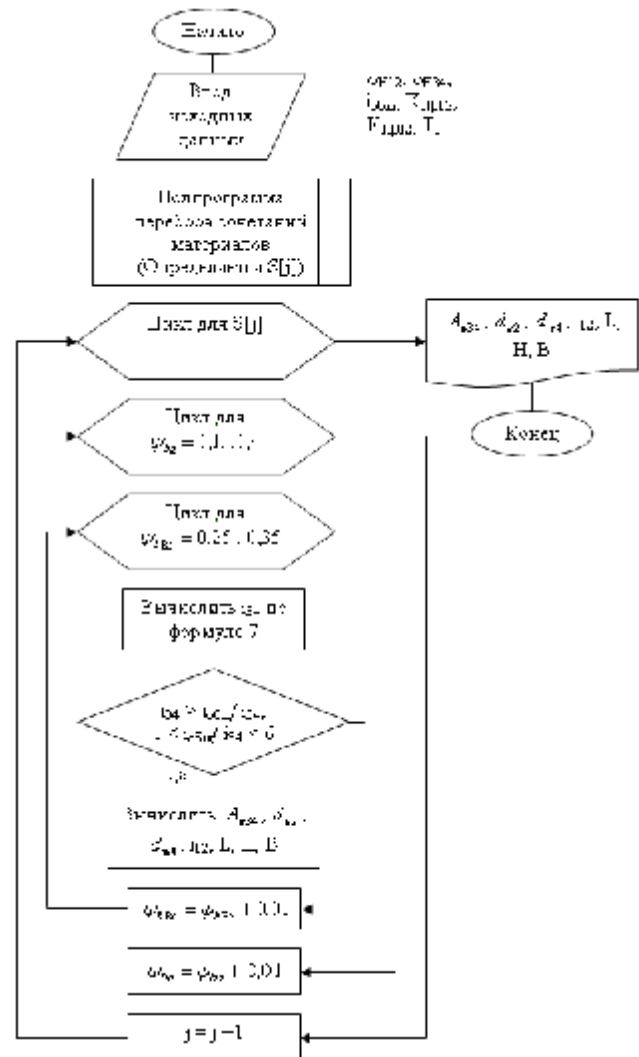


Рис. 2. Алгоритм программы

Вводятся следующие параметры:

- массив материалов для колес с различными допускаемыми контактными напряжениями;
- общее передаточное отношение редуктора  $i_{\text{общ}}$ ;
- коэффициенты неравномерности распределения нагрузки  $K_{\beta 12}$  и  $K_{\beta 34}$ ;
- крутящий момент на входе редуктора  $T_1$ .

Внутри программы организованы три цикла:

– цикл «Цикл для  $S[j]$ » перебирает варианты сочетаний материалов, которые передаются из подпрограммы перебора сочетаний материалов;

– цикл «Цикл для  $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,4$ » перебирает значения параметра в указанном диапазоне с шагом 0,01;

– цикл «Цикл для  $\psi_{bRe} = 0,25 \dots 0,35$ » перебирает значения параметра в указанном диапазоне с шагом 0,01.

Далее все значения параметров подставляются в формулу (6) для вычисления оптимального значения передаточного отношения  $i_{34}$ , которое проверяется по критериям, указанным в блоке сравнения.

Если  $i_{34}$  удовлетворяет этим критериям, то проводятся расчеты  $L$  (по формуле (5)),  $H$ ,  $B$ ,  $A_{w34}$ ,  $d_{e2}$ ,  $d_{w4}$ . Из этих расчетов формируется массив, из которого выбираются и выводятся на экран оптимальные варианты по длине редуктора  $L$  и объему его внутренней полости  $V$ .

Если  $i_{34}$  не удовлетворяет критериям, то программа переходит к следующему шагу.

Анализ рассчитанных вариантов редукторов позволяет выбрать наиболее оптимальные значения параметров обеих ступеней.

На кафедре прикладной механики Сибирского государственного технологического университета помимо методики, приведенной выше, разработаны методики по расчету оптимальных конструкций цилиндрических двухступенчатых и планетарных редукторов. По данным методикам разработано программное обеспечение, используя которое, можно провести анализ конструкций всех перечисленных выше редукторов при одинаковых входных параметрах, и выбрать наиболее оптимальные конструкции как по длине, так и по объему внутренней полости редуктора.

Приведем пример по выбору оптимальной схемы для редуктора при заданных входных параметрах.

Зададим входные параметры для проведения расчета (табл. 1):  $i_{общ}$  – общее передаточное отношение редуктора;  $T$  – момент на тихоходном валу редуктора, Н·м; Материал/термообработка – материал и термообработка колес и шестерен редуктора;  $\sigma_H$  – допустимое контактное напряжение зубьев колес и шестерен редуктора, Н·мм<sup>2</sup>;  $K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий в результате погрешностей в зацеплении и деформации зубьев.

Введем эти параметры в программу и произведем расчет.

Варианты расчетов отсортируем по минимальной длине  $L_{min}$  и минимальному объему внутренней полости  $V_{min}$  редуктора и выведем в виде таблиц (табл. 2, 3 и 4).

Анализируя полученные данные, мы можем видеть, как произошла разбивка передаточного отношения между ступенями, ширину зубчатого венца первой и второй ступени и главное – геометрические размеры самого редуктора. В результате можно сделать вывод, что при входных параметрах, указанных в табл. 1, оптимальным по длине  $L$  и объему внутренней полости  $V$  будет планетарный четырехколесный редуктор с одним внешним и одним внутренним зацеплением.

Таким образом, представленное программное обеспечение позволяет с очень большой точностью определять оптимальную схему редуктора по длине и объему внутренней полости.

Таблица 1

Входные параметры для расчета оптимальных конструкций редукторов

$i_{общ}$	$T$ , Н·м	Материал/термообработка	$\sigma_H$ , Н·мм <sup>2</sup>	$K_{H\beta}$
20	940	45/ТВЧ	800	1,0

Таблица 2

Параметры коническо-цилиндрического редуктора

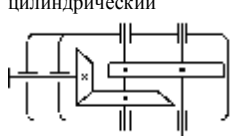
Тип редуктора	Материал/термообработка колес и шестерен	$\sigma_H$ , Н·мм <sup>2</sup>	$i_{12}$	$i_{34}$	$d_{e2}$ , мм	$a_{w34}$ , мм	$b_{12}$ , мм	$b_{34}$ , мм	$L$ , мм	$B$ , мм	$H$ , мм	$V$ , мм <sup>3</sup>
Коническо-цилиндрический 	$L_{min}$											
	45/ТВЧ	800	2,66	7,52	129,75	169,56	30,93	67,82	449	128	335	19 253 120
$V_{min}$												
45/ТВЧ	800	2,51	7,95	134,44	173,11	22,49	67,51	461	116	343	18 342 268	

Таблица 3

Параметры цилиндрического двухступенчатого редуктора по развернутой и соосной схемам

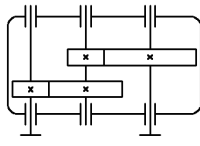
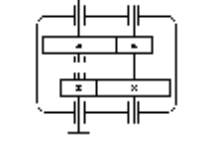
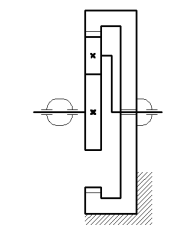
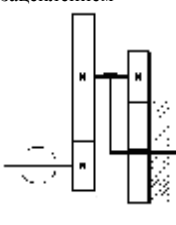
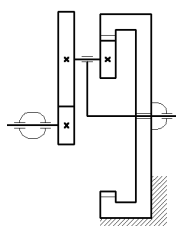
Тип редуктора	Материал/термообработка колес и шестерен	$\sigma_{H,2}$ Н·М <sup>2</sup>	$i_{12}$	$i_{34}$	$a_{w12}$ , ММ	$a_{w34}$ , ММ	$\Psi_{ba12}$ , ММ	$\Psi_{ba34}$ , ММ	L, ММ	B, ММ	H, ММ	$V_3$ , ММ <sup>3</sup>
По развернутой схеме 	$L_{min}$											
	45/ТВЧ	800	5,71	3,5	120,74	152,39	0,28	0,392	410	-	-	9 087 719
$V_{min}$												
45/ТВЧ	800	5,15	3,89	161,41	184,31	0,1	0,23	519	-	-	8 899 332	
По соосной схеме 	$L_{min}$											
	45/ТВЧ	800	7,25	2,76	148,65	-	0,22	0,396	388	-	-	9 291 183
$V_{min}$												
45/ТВЧ	800	4,87	4,11	157,05	-	0,1	0,38	414	-	-	8 125 736	

Таблица 4

Параметры планетарных редукторов

Тип редуктора	Материал/термообработка колес и шестерен	$\sigma_{H,2}$ Н·М <sup>2</sup>	$i_{12}$	$i_{34}$	$a_w$ , ММ	$n_k$	$m_{12}/$ $m_{34}$	$z_3/z_2$	$\Psi_{ba12}$ , ММ	$\Psi_{ba34}$ , ММ	B, ММ	L, ММ	H, ММ	$V_3$ , ММ <sup>3</sup>
Трехколесный 	$L_{min}$													
	45/ТВЧ	800	9	2,11	123,08	2	-	-	0,4	-	148	561	-	46 518 976
$V_{min}$														
45/ТВЧ	800	9	2,11	195,37	2	-	-	0,1	-	59	891	-	46 518 331	
Четырехколесный с внешним зацеплением 	$L_{min}$													
	45/ТВЧ	800	5	4,2	117,22	3	1,3	0,3	0,1	0,387	57	430	-	10 556 617
$V_{min}$														
45/ТВЧ	800	5	4,2	117,22	3	1,3	0,3	0,1	0,387	57	430	-	10 556 617	
Четырехколесный с одним внешним и одним внутренним зацеплением 	$L_{min}$													
	45/ТВЧ	800	4,29	4,42	71,67	3	1,25	0,45	0,35	0,395	53	260	-	3 597 430
$V_{min}$														
45/ТВЧ	800	4,41	4,31	110,16	3	1,35	0,5	0,1	0,104	22	400	-	3 586 092	

K. Ya. Ivanov, N. I. Galibei

## TWO-STAGE GEAR REDUCERS. THE CHOICE OF OPTIMAL SCHEME

The optimization of basic parameters of a right-angle parallel-shaft reducer and the choice of the optimal scheme of a two-stage gear reducer on the basis of calculation methods developed at the Department of Applied Mechanics of Siberian State Technological University are considered.

Keywords: gear reducer; two-stage gear reducer; optimization of a structural scheme of a gear reducer.

© Иванов К. Я., Галибей Н. И., 2010

УДК 519.872, 519.21

А. А. Назаров, М. Г. Носова

## ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЕМОГРАФИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИДЕ ПЯТИФАЗНОЙ СИСТЕМЫ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ\*

Предложена математическая модель процесса изменения демографической ситуации в виде пятифазной автономной системы массового обслуживания с неограниченным числом приборов. Ее исследование выполнено методом моментов. Найдены первые и вторые моменты числа заявок, обслуживаемых в системе. Разработанная модель и метод применяются к прогнозированию процесса изменения демографической ситуации в Российской Федерации.

Ключевые слова: система массового обслуживания, демографическая ситуация, численность населения.

В последние годы в результате экономических и политических изменений в нашей стране возросла потребность в построении научно обоснованных демографических прогнозов. Одним из методов демографического прогнозирования является разработка и исследование математических моделей, в частности применение моделей и методов теории массового обслуживания для моделирования демографических процессов.

В данной статье в качестве математической модели процесса изменения численности женского населения, например женщин Российской Федерации, рассматривается функционирование пятифазной автономной системы массового обслуживания (СМО) с неограниченным числом приборов.

Определим процесс функционирования такой СМО. Будем полагать, что продолжительность обслуживания  $f$  каждой заявки складывается из пяти фаз:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5.$$

Здесь все  $\tau_i$  – независимые и экспоненциально распределенные случайные величины с параметрами  $\mu_i$ , характеризующими продолжительности фаз обслуживания,  $i = 1 \dots 5$ .

Поскольку интенсивность рождаемости существенно зависит от возраста женщин, то целесообразно рассматривать  $b(t)$  – интенсивность репродукции как функцию,

зависимую от возраста женщины. Для указания такой зависимости рассмотрим систему, в которой три фазы соответствуют различным этапам репродуктивного возраста женщин.

Будем считать, что для заявок, находящихся на обслуживании, на второй, третьей и четвертой фазах возможно генерирование новых требований. Интенсивности генерирования новых заявок равны соответственно  $b_2(t)$ ,  $b_3(t)$  и  $b_4(t)$ . Интенсивности репродукции на первой и пятой фазах будем считать равными нулю, т. е.  $b_1(t) = 0$ ,  $b_5(t) = 0$ . Поскольку случайные величины  $\tau_i$  распределены экспоненциально, то средняя продолжительность  $i$ -й фазы составляет  $1/\mu_i$ ,  $i = 1 \dots 5$ . Тогда интенсивность репродукции на  $i$ -й фазе запишем в виде

$$b_i(t) = 0,488\bar{b}_i(t)\mu_i,$$

где  $\bar{b}_i(t)$  – суммарный коэффициент рождаемости в момент  $t$  [1]; 0,488 – вероятность рождения девочки;  $i = 1 \dots 5$ . Обслуживание каждой новой заявки начинается на первой фазе. Заявка, завершив обслуживание на  $i$ -й фазе, с вероятностью  $r_i$  переходит к обслуживанию на  $i + 1$ -ю фазу, а с вероятностью  $1 - r_i$  завершает свое обслуживание и покидает систему,  $i = 1 \dots 4$ . С вероятностью 1 после пятой фазы завершается полное обслуживание заявки.

Поскольку в рассматриваемой системе массового обслуживания отсутствует внешний источник заявок, так

\* Работа выполнена при поддержке АВИЦП «Развитие научного потенциала высшей школы (2009–2010 гг.)» Федерального агентства по образованию РФ по проекту «Разработка методов исследования немарковских систем массового обслуживания и их применения к сложным экономическим системам и компьютерным сетям связи».