

Kuzmenko Nataliya Nikolaevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Associate Professor at the Department of electrical engineering, Severodoneck; tel. (050) 862-03-75; e-mail: n_kuzm@ukr.net.

Кашура Олександр Леонідович – кандидат технічних наук, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, доцент кафедри електричної інженерії, м. Северодонецьк; тел. (097) 366-17-73; e-mail: kashuraal@ukr.net.

Kashura Aleksandr Leonidovich – кандидат технических наук, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, доцент кафедры электрической инженерии, г. Северодонецк; тел. (097) 366-17-73, e-mail: kashuraal@ukr.net.

Kashura Oleksandr Leonidovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Associate Professor at the Department of electrical engineering, Severodoneck; tel. (097) 366-17-73, e-mail: kashuraal@ukr.net.

УДК 621.833

В. И. КОРОТКИН

АЛГОРИТМ ПРОГРАММЫ РАСЧЁТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА С ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ПО ГОСТ 15023-76 ПРИ РЕАЛЬНОМ МНОГОПАРНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Розроблено алгоритм і на його основі програма NOVGOST–17 розрахунку зубчастих передач Новікова з вихідним контуром по ГОСТ 15023-76 при реальному багатопарному зацепленні. В алгоритм і програму закладені результати, що включають визначення згинальних і ефективних контактних напружень, податливості зубів при будь-якому положенні контактної площадки по ширині зубчастого вінця з урахуванням впливу торців зниженої жорсткості. Наведено приклад розрахунку за розробленою програмою. Запропонований порядок розрахунку зубчастих передач Новікова за програмою може з успіхом бути використаний в інженерній практиці.

Ключові слова: зубчаста передача Новікова, багатопарні зацеплення, контактне напруження, згинальної напруга, алгоритм, програма, розрахунок.

Разработаны алгоритм и на его основе программа NOVGOST–17 расчёта зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76 при реальном многопарном зацеплении. В алгоритм и программу заложены результаты, включающие определение изгибных и эффективных контактных напряжений, податливости зубьев при любом положении контактной площадки по ширине зубчатого венца с учётом влияния торцов пониженной жёсткости. Приведен пример расчёта по разработанной программе. Предложенный порядок расчёта зубчатых передач Новикова по программе может с успехом быть использован в инженерной практике.

Ключевые слова: зубчатая передача Новикова, многопарное зацепление, контактное напряжение, изгибное напряжение, алгоритм, программа, расчёт.

The algorithm is developed and based on this program NOVGOST–17 calculation of Novikov gearing with the basic rack profile GOST 15023-76 at real multipoint engagement. The algorithm and program contain the results, including determination of bending and effective contact stresses, compliance of teeth for any position of contact pattern in width of gear rim taking into account the influence of gear faces with reduced rigidity. An example of calculation according to the developed program is given. The proposed procedure for calculating Novikov gearing according to the program can be successfully used in engineering practice.

Keywords: Novikov gearing, multipair engagement, contact stress, bending stress, computational program, calculation.

Введение. Прежде всего отметим, что под реальной многопарностью подразумевается зацепление при учёте как технологических погрешностей изготовления и сборки зубчатой пары, так и жесткостных характеристик взаимодействующих зубьев. В этом случае передаваемая нагрузка и вызванные ею контактные и изгибные напряжения распределяются неравномерно по площадкам контакта, какие-либо фазы зацепления оказываются наиболее напряжёнными, определяющими нагрузочную способность зубчатой передачи, и задача заключается в определении таких фаз и их напряжённости. В настоящей статье дана последовательность расчёта с помощью разработанной вычислительной программы NOVGOST–17 контактной и изгибной напряжённости зубьев в различных фазах реального многопарного зацепления Новикова с выявлением наиболее напряжённых (т.н. критериальных) зон, определяющих в конечном итоге нагрузочную способность всей зубчатой передачи.

Данное исследование базируется на результатах выполненной масштабной подготовительной работы по

математическому моделированию контактных [1], изгибных [2] напряжений и жесткостных характеристик [3] зубьев передач Новикова в различных положениях контактных площадок по ширине зубчатого венца с учётом влияния торцов зубьев. Эти результаты в данной статье применены к передачам Новикова с широко распространённым исходным контуром по ГОСТ 15023–76.

Основные результаты. Исходными данными при расчёте являются: α_k – угол профиля зуба исходного контура в номинальной точке контакта; l_k^* – величина дуги активного участка головки зуба исходного контура, измеренная по хорде (здесь и далее звёздочка означает отнесение параметра к модулю); m (мм) – нормальный модуль; z_1, z_2 – числа зубьев колёс пары; x_1, x_2 – коэффициенты смещений реек при нарезании зубчатых колёс; b_w (мм) – рабочая ширина венца зубчатой пары; β – угол наклона линии зуба рейки; подводимый вращающий момент на ведомом колесе T_{Σ} (Н·м); твёрдость материала поверхностей зубьев HB_1, HB_2 ; степени точности по нормам плавности

(k_p) и нормам контакта (k_k); угол перекося θ , вызываемый податливостью сопутствующих деталей привода и принимаемый в проектных расчётах по рекомендациям работы [4]; параметр γ , учитывающий в вероятностном аспекте принятую "степень риска" [5] при назначении погрешностей в проектных расчётах.

Расчёт проводится с учётом приработки контактирующих поверхностей зубьев, когда в работе участвует некоторая рабочая высота / головки зуба зубчатого колеса [5].

Многопарность зацепления описывается в табл. 1, где i – порядковый номер контактной точки от 1 до n ; zub – номер зуба, на котором располагаются теоретические контактные точки; b_i – расстояние (в долях b_w) контактной точки от торца; ϵ_β – коэффициент осевого перекрытия зубьев; ϵ_q – фазовый коэффициент осевого перекрытия зубьев [5].

Степени точности характеризуются допусками на отклонение окружного шага, на направление зуба, на погрешность профиля зуба, на отклонение от параллельности и перекося осей колёс [6], данными в вероятностном аспекте [5].

Индекс $j = 1$, если параметр относится к головке зуба ведущей шестерни и $j = 2$, если параметр относится к головке зуба ведомого колеса.

Отношение фазового (т.е. при любом положении контактной точки по длине зуба) изгибно-контактного перемещения W к базовому (имеющему место в средней части зубчатого венца) может быть выражено параметром K_W , зависящим не только от положения $t_i = |0,5 - b_i|$ контактной точки, но и от отношения $\psi = a_H / b_w$, где a_H – величина большой полуоси контактного эллипса и может быть описано полиномом (1):

$$K_{Wij} = \sum_0^6 B_{0q}(t_i - 0,05)^q + (\psi_j + 0,1)^{-1} \times \sum_0^3 B_{1q}(t_i - 0,05)^q + (\psi_j + 0,1)^{-2} \sum_0^4 B_{2q}(t_i - 0,05)^q + (\psi_j + 0,1)^{-3} \sum_0^6 B_{3q}(t_i - 0,05)^q, \quad (1)$$

коэффициенты которого принимаются из табл. 2.

Таблица 1 – Распределение теоретических контактных точек по зубьям зубчатой пары

i	zub	j	b_i
0	1	2	$-(1 - \epsilon_q) / \epsilon_\beta$
1 – баз. точка	2	1	0
2	2	2	$\epsilon_q / \epsilon_\beta$
3	3	1	$1 / \epsilon_\beta$
4	3	2	$(1 + \epsilon_q) / \epsilon_\beta$
5	4	1	$2 / \epsilon_\beta$
6	4	2	$(2 + \epsilon_q) / \epsilon_\beta$
7	5	1	$3 / \epsilon_\beta$
8	5	2	$(3 + \epsilon_q) / \epsilon_\beta$
9	6	1	$4 / \epsilon_\beta$
10	6	2	$(4 + \epsilon_q) / \epsilon_\beta$
11	7	1	$5 / \epsilon_\beta$
12	7	2	$(5 + \epsilon_q) / \epsilon_\beta$

Парциальные усилия F_{ti} , приходящиеся на контактные площадки, найдутся при решении системы (2), описывающей условия равновесия и совместности перемещений контактирующих зубьев:

$$\begin{cases} W_1 + \delta u_1 + \Delta_1 = W_2 + \delta u_2 + \Delta_2 = \dots = \\ = W_n + \delta u_n + \Delta_n; \\ \sum_{i=1}^n F_{ti} = F_{t\Sigma}; \quad i = 1 \dots n. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь δu – технологические погрешности в вероятностном аспекте, Δ – отвод рабочих поверхностей зубьев на торцах при продольной модификации (бочкообразности), $F_{t\Sigma}$ – суммарное усилие.

Система решается одним из методов итераций до получения заданной точности. Поскольку корни системы не могут быть отрицательными, фактическое число p точек контакта может оказаться меньше теоретического числа n .

Полученные значения парциальных усилий F_{ti} подставляют в расчётные формулы:

- изгибных фазовых напряжений

$$\sigma_{Fji} = Y_{vej} Y_{aji} K_{Fji} F_{ti} / m; \quad (3)$$

- контактных фазовых напряжений

$$\sigma_{Hji} = 19,93l^{-1,074} (F_{ti} / \cos \alpha_k)^{0,69} \rho_\beta^{-0,31} K_{\psi ji} K_{Hji}, \quad (4)$$

где ρ_β – приведенный продольный главный радиус кривизны контактирующих поверхностей зубьев; Y_{ve} – объёмный коэффициент формы зуба, вычисляемый по зависимостям:

а) для $-0,5 \leq x_j \leq 0$:

$$Y_{vej} = 1,18z_{vj}^{-0,285} + 20,5|x_j|^{1,15} z_{vj}^{-1,32} \quad \text{– при } z_{vj} \leq 18,$$

$$Y_{vej} = 0,52 + 11,7|x_j|^{1,33} z_{vj}^{-1,058} \quad \text{– при } z_{vj} > 18;$$

б) для $0 \leq x_j \leq 0,3$:

$$Y_{vej} = 1,18z_{vj}^{-0,285} - 3,59x_j^{0,758} z_{vj}^{-1,117} \quad \text{– при } z_{vj} \leq 18,$$

$$Y_{vej} = 0,52 - 3,59x_j^{0,758} z_{vj}^{-1,117} \quad \text{– при } z_{vj} > 18;$$

Y_{ae} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по площадке контакта:

$$Y_{aji} = 1 - \frac{0,0544(a_{Hj}^*)^2}{1 + 0,14(a_{Hj}^*) + 0,07(a_{Hj}^*)^2} \cdot (0,54z_{vj} + 16)^{0,12};$$

z_v – приведенное число зубьев зубчатого колеса;

K_ψ – поправочный коэффициент (5), учитывающий влияние сдвиговых деформаций на контактное напряжение;

K_F, K_H – отношение фазового соответственно изгибного и контактного напряжения к базовому, при этом K_F вычисляется полиномом (6) с коэффициентами по табл. 3, а K_H – по табл. 4.

Таблица 2 – Коэффициенты полинома (1)

B_{00}	B_{01}	B_{02}	B_{03}	B_{04}	B_{05}	B_{06}
1,088542071	0,707414624	8,80136403	-5,49138098	-72,72337279	195,0130164	-229,7322108
B_{10}	B_{11}	B_{12}	B_{13}	–	–	–
-0,0527394841	-0,592761524	-4,38685466	14,25159435	–	–	–
B_{20}	B_{21}	B_{22}	B_{23}	B_{24}	–	–
0,01081320750	0,1523174518	0,565335262	-3,688630532	3,23146680	–	–
B_{30}	B_{31}	B_{32}	B_{33}	B_{34}	B_{35}	B_{36}
-0,000745032335	-0,0112961032	-0,01119600776	0,0584688517	1,293088808	-5,310617105	5,911151313

$$K_{\psi_{ji}} = -1333,333333\psi_{ji}^4 + 923,9999998\psi_{ji}^3 - 238,8666667\psi_{ji}^2 + 26,4\psi_{ji} - 0,106. \quad (5)$$

$$K_{F_{ji}} = \sum_0^8 D_{00}(t_i - 0,05)^q + (\psi_{ji} + 0,1)^{-1} \sum_0^3 D_{10}(t_i - 0,05)^q + (\psi_{ji} + 0,1)^{-2} \sum_0^8 D_{20}(t_i - 0,05)^q + (\psi_{ji} + 0,1)^{-3} \sum_0^4 D_{30}(t_i - 0,05)^q. \quad (6)$$

Таблица 3 – Коэффициенты полинома (6)

D_{00}	D_{01}	D_{02}	D_{03}	D_{04}
1,871506319	1,563476694	14,4470097	55,6401674	-1093,467710
D_{05}	D_{06}	D_{07}	D_{08}	–
5971,510165	-16042,47377	21557,73546	-11933,42610	–
D_{10}	D_{11}	D_{12}	D_{13}	–
-0,5665708370	-1,170819861	-8,103911818	18,40037290	–
D_{20}	D_{21}	D_{22}	D_{23}	D_{24}
0,1191335146	0,2645474414	1,545329623	-10,77790889	59,06894715
D_{25}	D_{26}	D_{27}	D_{28}	–
-134,1429969	-246,2482220	1333,126216	-1332,943804	–
D_{30}	D_{31}	D_{32}	D_{33}	D_{34}
-0,008074840884	-0,01593320543	-0,08783776606	0,2492244718	-0,03371973321

Таблица 4 – Коэффициенты K_H

t_i	$\psi_{ji} = 0,05$	$\psi_{ji} = 0,10$	$\psi_{ji} = 0,15$	$\psi_{ji} = 0,20$	$\psi_{ji} = 0,25$
0,500	2,732	2,385	2,355	2,470	2,729
0,475	2,102	2,133	2,213	2,357	2,659
0,463	1,827	1,858	2,039	2,243	2,576
0,450	1,673	1,591	1,916	2,139	2,494
0,425	1,410	1,284	1,594	1,939	2,318
0,400	1,277	1,197	1,265	1,722	2,153
0,375	1,183	1,133	1,168	1,574	2,000
0,350	1,126	1,083	1,123	1,287	1,835
0,325	1,090	1,055	1,090	1,096	1,612
0,300	1,040	1,037	1,071	1,070	1,376
0,275	1,022	1,018	1,045	1,043	1,188
0,250	1,022	1,014	1,039	1,035	1,106
0,200	1,000	1,009	1,000	1,017	1,059
0,150	1,000	1,000	1,000	1,009	1,000
0	1,000	1,000	1,000	1,003	1,000

Для перехода от одной фазы зацепления к другой, число f_z которых задаётся (обычно бывает достаточно $f_z = 18...25$), все теоретические точки последовательно сдвигают на шаг Δb разбивки осевого шага p_x , равный $\Delta b = p_x / (b_w f_z)$. При этом для каждой фазы получаем свою картину распределения контактных точек и напряжений. Из всех фаз выбираются максимальные (критериальные) напряжения, определяющие нагрузочную способность и ресурс работы передачи. Здесь же указывается номер фазы, номер зуба, параметр j и положение b_i соответствующей точки (площадки контакта) по ширине зубчатого венца.

В заключение приведём распечатку исходных

данных и результатов расчёта примера, опустив результаты по каждой фазе и дав только окончательный результат (при $\Delta = 0$).

Как видим, наиболее напряжённой по изгибу оказалась фаза № 10 ($\sigma_{F \max} = 662,003$ МПа), в которой головка зуба № 1 ведомого колеса ($j = 2$) контактирует с ножкой зуба ведущей шестерни, при этом контактная точка отстоит недалеко от торца зубчатого венца на расстоянии $b = 0,030915 \times 190 = 5,9$ мм; наиболее напряжённой по контакту является фаза № 9 ($\sigma_{H \max} = 1111,429$ МПа), в которой также головка зуба № 1 ведомого колеса ($j = 2$) контактирует с ножкой ведущей шестерни, а контактная точка также отстоит достаточно близко от торца зубчатого венца на расстоянии $b = 0,010552 \times 190 = 2,0$ мм.

ПРОГРАММА NOVOST - 17

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

alpha=27,000 град. lk=0,859
 m=10,00 мм z1= 12 z2= 71 x1=0,000 x2=0,000 bw=190,0 мм bet=22,74700
 T2sum= 69500 Нм HB1=302 HB2=269
 kp=10 kk= 9 gam=2,17 tet= 0,00300 град. del=0,000 мм
 fz= 21

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА

epsb=2,33849 epsq=0,64372
 Ftsum= 180548 Н
 Yve1=0,542 Yve2=0,520
 db=0,020363

ОКОНЧАТЕЛЬНЫЙ РЕЗУЛЬТАТ

sigFmax = 662.003 МПа fz=10 zub=1 j=2 b=0.030915
 sigHmax = 1111.429 МПа fz= 9 zub=1 j=2 b=0.010552

Рис. 1 – Распечатка исходных данных и результатов расчёта

Вывод. Разработанный алгоритм и программа позволяют определять критериальные изгибные и контактные напряжения в опасных фазах реального многопарного зацепления, определяющие нагрузочную способность и ресурс работы зубчатой передачи Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76.

Работа выполнена при финансовой поддержке Госзадания Минобрнауки РФ № 9.4726.2017/БЧ (БЧ 0110-11/2017-48).

Список литературы

1. Короткин В. И. Моделирование контактного взаимодействия зубьев колёс зубчатых передач Новикова / Короткин В. И., Газзаев Д. А. // Вестник машиностроения. – 2014. – № 11. – С. 31–35.
2. Короткин В. И. Изгибная напряжённость зубьев под действием распределённой нагрузки в различных фазах зацепления Новикова / Короткин В. И., Газзаев Д. А. // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2014. – №2. – С. 22–30.
3. Короткин В. И. Фазовое перемещение зубьев колёс цилиндрических зубчатых передач Новикова / Короткин В. И., Газзаев Д. А., Онишков Н. П. // Техника машиностроения. – 2014. – № 2. – С.33–38.
4. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. / Часовников Л. Д. – М.: Машиностроение. 1969. – 486 с.
5. Короткин В. И. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и раз-

витие / Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384 с.

6. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 69 с.

References (transliterated)

1. Korotkin V. I., Gazzaev D. A. Modelirovanie kontaktnogo vzaimodejstviya zub'ev koljos zubchatyh peredach Novikova [Modeling of the contact interaction of the teeth for Novikov gears]. *Vestnik mashinostroeniya*. 2014, no. 11, pp. 31–35.
2. Korotkin V. I., Gazzaev D. A. Izhibnaya napryazhonnost' zub'ev pod dejstviem raspredel'noy nagruzki v razlichnyh fazah zacepleniya Novikova [The flexural tension of the teeth under the action of a distributed load in different phases of Novikov's gearing]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*. 2014, no. 2, pp. 22–30.
3. Korotkin V. I., Gazzaev D. A., Onishkov N. P. Fazovoe peremeshhenie zub'ev koljos cilindricheskikh zubchatyh peredach Novikova [Phase displacement of the wheels teeth of Novikova's cylindrical gears]. *Tehnika mashinostroeniya*. 2014, no. 2, pp. 33–38.
4. Chasovnikov L. D. Peredachi zacepleniem (zubchatye i chervyachnye) [Gears (gear and worm gear)]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969, 486 p.
5. Korotkin V. I., Onishkov N. P., Haritonov Ju. D. *Zubchatye peredachi Novikova. Dostizheniya i razvitiye* [Novikov's gears. Achievements and development]. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 2007, 384 p.
6. *GOST 1643-81. Peredachi zubchatye cilindricheskie. Dopuski* [State Standard 1643-81. Cylindrical gears. Tolerances]. Moscow, Standards Publ., 1981, 69 p.

Поступила (received) 28.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Алгоритм програми розрахунку зубчастих передач Новікова з вихідним контуром по ГОСТ 15023-76 при реальному багатопарному зацепленні / В. І. Короткін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 93–96. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Алгоритм программы расчёта зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76 при реальном многопарном зацеплении / В. И. Короткин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 93–96. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0791.

Algorithm of the program for the calculation of Novikov gearing with the basic rack profile GOST 15023-76 at real multipoint engagement / V. I. Korotkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 93–96. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Короткін Віктор Ілліч – кандидат технічних наук, доцент, Південний федеральний університет, провідний науковий співробітник інституту математики, механіки і комп'ютерних наук ім. І. І. Воровича, м. Ростов-на-Дону, Росія; тел.: (8-904) 342-06-32; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

Короткин Виктор Ильич – кандидат технических наук, доцент, Южный федеральный университет, ведущий научный сотрудник института математики, механики и компьютерных наук им. И. И. Воровича, г. Ростов-на-Дону, Россия; тел.: (8-904) 342-06-32; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

Korotkin Viktor Il'ich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, the Southern Federal University, Leading Researcher of the Vorovich Institute of Mathematics, Mechanics and Computer Science, Rostov-on-Don, Russia; tel.: (8-904) 342-06-32; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.