

Bibliography (transliterated): 1. *Taran I.A.* Nauchnoe obosnovanie novyh tehnikeskikh reshenii po sovershenstvovaniyu transmissii shahtnogo dizelevoza. – Diss... Dokt. tehn.nauk: 05.05.06 Gornye mashiny. – Dnepropetrovsk: NGU, 2012. – 415p. 2. *Taran I.O., Klymenko I.Yu.* Osoblyvosti zastosovuvannya bezstupinchastykh gidro ob'yemno-mekhanichnykh transmisii (HOMT) // Mizhnarodna konferentsiya "Suchasni innovatsiyni tekhnolohiyi pidhotovky inzhenernykh kadrov dlya himychoyi promyslovosti i transportu 2014" (elektronnyy zbirnyk). Dnip-ropetrovsk, 27-28 bereznya 2014. 3. *Taran I.A., Klymenko I.Yu.* Innovatsionnyy matematicheskij instrumentarij sravnitel'nogo analiza transmissij transportnyh sredstv // Naukovij visnik NGU. – 2014. – No3. 4. *Konova A.K., Kononova E.G., Trubitsin M.N.* Simpleksnyj metod Nelder-Mead – modifikacii, usovershenstvovanie, ispol'zovanie / DGI. – Dnepropetrovsk, 1987. – 79p. – Rus. – Dep. V UkrNIINTI 15.01.87, No392-Uk-87. 5. *Sobol' I.M., Statnikov R.B.* Vybory optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami. – M.: Drofa, 2006. – 180p. 6. *Samorodov B.V.* Matematicheskoe modelirovanie i parametricheskij sintez besstupenchatykh transmissij kolesnykh traktorov. – Diss... kand.tehn.nauk: 01.05.02. Matematicheskoe modelirovanie i vychislitel'nye metody. – Kharkov: NTU "KhPI", 2007. – 209p.

Поступила (received) 05.03.2015

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., доц., ведущий научный сотрудник
ИММКН ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия

ОБ ОДНОМ РЕЗЕРВЕ ПОВЫШЕНИЯ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА С ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ПО ГОСТ 30224-96

В данной статье рассмотрен вопрос о возможности снижения за счёт увеличения модуля как изгибных, так и контактных напряжений зубьев и повышении нагрузочной способности цилиндрической зубчатой передачи Новикова, выполненной на основе используемого на практике стандартного исходного контура по ГОСТ 30224-96. Работа передачи предполагается в реальных условиях, т.е. при наличии технологических погрешностей изготовления и сборки, а также с учётом податливости зубьев и деталей привода. Увеличение модуля осуществляется при сохранении радиальных и осевых габаритов зубчатой передачи. При обработке результатов моделирования получены рабочие формулы для расчёта эффективных контактных и изгибных напряжений, а также таблицы и графики. Показано, что при увеличении модуля на одну ступень снижаются контактные напряжения до 30% и изгибные до 60%, с возрастанием эффекта по мере понижения степени точности передачи. С учётом нелинейной связи между напряжениями и нагрузкой нагрузочная способность передачи повышается соответственно до 1,5 раз по контакту и до 2-х раз по изгибу.

Ключевые слова: зубчатая передача Новикова, модуль зацепления, изгибные напряжения, контактные напряжения.

Введение. Актуальность задачи. Задача повышения нагрузочной способности привода и, следовательно, входящей в его состав зубчатой передачи всегда считалась актуальной. Известные достоинства передач Новикова позволили осуществить их достаточно широкое внедрение в производство. Однако, как показали исследования, не все резервы этих прогрессивных передач хорошо изучены и используются на практике. В частности, речь идёт о таком резерве, как повышение модуля зацепления при встраивании передачи в существующие радиальные и осевые габариты корпуса. На первый взгляд задача кажется простой – действительно, при увеличении модуля получаем пропорционально увеличенную высоту рабочего участка зуба и, казалось бы, существенно повышенную (особенно с учётом хорошей приработки взаимодействующих поверхностей) контактную прочность. С другой стороны, должна значительно повышаться и изгибная прочность, поскольку изгибные напряжения падают пропорционально квадрату модуля [1]. Однако описанная картина далека от реальности, если учесть, что при сохранении габаритов передачи с увеличе-

нием модуля падает коэффициент осевого перекрытия, т.е. уменьшается теоретическое число контактных точек (площадок контакта), а наличие технологических погрешностей изготовления колёс и монтажа пары ещё более усложняют ситуацию. Поэтому учёт реальных обстоятельств работы передачи позволяет дать количественную оценку резерва повышения модуля, что является весьма актуальным и практически полезным.

Отметим следующее. При решении указанной задачи существенную роль играет тип исходного контура, на базе которого выполнена передача Новикова. Поэтому при получении результатов решения необходимо это указывать, что и сделано в заголовке данной статьи.

Анализ литературы. Исследователями давно замечено, что при некоторых условиях повышение модуля в заданных габаритах даёт повышение нагрузочной способности зубчатой передачи Новикова. В качестве примера можно привести хорошо известный случай эффективной замены эвольвентной передачи с цементированными шлифованными зубьями модуля 7мм на передачу Новикова с цементированными зубьями без шлифовки (исходный контур Дон-63) модуля 8мм, вписанную в корпус редуктора троллейбуса ЗИУ-5, выпускаемого заводом им. Урицкого в г. Энгельсе [2]. Имеются и другие положительные случаи подобной замены. Однако из существующей литературы нам неизвестны теоретические исследования, посвящённые эффективности повышения модуля в реальных передачах Новикова, которые бы содержали рекомендации по рациональным сферам использования такого повышения с учётом степени точности передачи, многопарности зацепления, осевых пересопряжений зубьев, параметров исходного контура и т.д.

Цель статьи. Получение объективных количественных данных по эффективности повышения модуля зацепления в передачах Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96 [3] для различных степеней точности с выработкой соответствующих рекомендаций.

Постановка задачи. На базе ранее выполненных исследований [4-7] по моделированию решения пространственных контактных задач для передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96 с учётом многопарности зацепления [8] разработан метод и вычислительная программа количественной оценки эффективности повышения модуля в заданных габаритах передачи при различных степенях точности с разработкой соответствующих таблиц и графиков и рекомендаций.

Материалы и результаты исследований. Экспериментально установлено, что рабочие поверхности взаимодействующих зубьев передач Новикова любой твёрдости достаточно быстро прирабатываются, при этом пятно контакта занимает определённую часть высоты зуба [8], поэтому приведенные ниже зависимости относятся исключительно к приработанным передачам.

В процессе зацепления пары пятно контакта последовательно занимает ряд положений по длине зуба, в том числе на его торце в момент осевого пересопряжения. Условимся в дальнейшем под "фазой зацепления" понимать положение центра контактной площадки по длине зуба.

На основании выполненных исследований зависимости для определения напряжений в любой фазе зацепления представим в следующем виде.

Фазовое эффективное контактное напряжение σ_{Hse} :

$$\sigma_{Hse} = \sigma_{He}^0 K_{\psi} K_H K_T^{0,69}, \quad (1)$$

где σ_{He}^0 – т.н. базовое эффективное контактное напряжение при положении контактной площадки в центре длины зубчатого венца, когда отсутствует влияние торцов; K_{ψ} – некоторый поправочный коэффициент [9], учитывающий изменение длины фактической площадки контакта в сравнении с теоретической из-за наличия изгибно-сдвиговых деформаций зуба; K_H – коэффициент, равный отношению фазового эффективного контактного напряжения (т.е. возникающего в рассматриваемой фазе зацепления) к базовому при заданном усилии; K_T – коэффициент, равный отношению некоторого парциального усилия, действующего в данной фазе зацепления, к суммарному подводимому усилию и зависящий от величины податливостей зуба и сопутствующих деталей привода, а также технологических погрешностей в многопарном зацеплении.

В свою очередь базовое эффективное контактное напряжение может быть выражено как

$$\sigma_{He}^0 = 19,93l^{-1,074} F_{n\Sigma}^{0,69} \rho_{\beta}^{-0,31}, \quad (2)$$

где l – высота площадки контакта, установившаяся в результате приработки; $F_{n\Sigma}$ – суммарное подводимое нормальное усилие; ρ_{β} – продольный приведенный главный радиус кривизны контактирующих поверхностей зубьев пары.

Фазовое изгибное напряжение:

$$\sigma_{Fse} = Y_V Y_a K_F \lambda, \quad (3)$$

где Y_V – приведенный объёмный коэффициент формы зуба [5]; Y_a – коэффициент, зависящий от продольной протяжённости площадки контакта; K_F – коэффициент, равный отношению фазового изгибного напряжения к базовому при заданном усилии [6]; $\lambda = F_t / m^2$ – отношение парциального окружного усилия F_t в данной фазе зацепления к квадрату модуля m .

Парциальные усилия для каждой фазы зацепления находились при решении системы нелинейных уравнений, описывающих условия упругого равновесия и совместности упругих перемещений контактирующих пар зубьев [8].

С помощью специально разработанной программы NOVKS-14 производили вычисления по (1)-(3) с разбивкой длины зуба на n участков (достаточно $n=20 \dots 30$), определяя фазы с наибольшими значениями эффективных контактных и изгибных напряжений, которые принимались критериальными.

Ниже в качестве примера представлены результаты программного расчёта передач, взятых из работы [8]. Основные параметры этих передач показаны в таблице 1 (передачи с обычным модулем – серия "а") и в таблице 2 (передачи с модулем, увеличенным в 1,26 раза, т.е. на одну ступень стандартного ряда модулей – серия "б"). Сохранение радиального габарита пары обеспечивалось пропорциональным модулю уменьшением чисел зубьев z_1 (шестерни) и z_2 (колеса), а сохранение осевого габарита – неизменным значением длины b_w зуба. Неиз-

Таблица 1 – Основные параметры исследуемых передач с обычным модулем

№ пары	m , мм	z_1	z_2	β_s , град	b_w , мм	ϵ_{β}
1а	3,15	15	45	19,3	33	1,102
2а					51	1,703
3а	5	15	45	20,3	50	1,104
4а					76	1,679
5а	8	15	44	19,5	83	1,102
6а					126	1,674

Таблица 2 – Основные параметры исследуемых передач с увеличенным модулем

№ пары	m , мм	z_1	z_2	β_s , град	b_w , мм	ϵ_{β}
1б	4	12	36	19,3	33	0,868
2б					51	1,341
3б	6,3	12	36	20,3	50	0,876
4б					76	1,333
5б	10	12	35	19,5	83	0,882
6б					126	1,339

менность осевой составляющей действующего усилия обеспечивалось постоянством угла β наклона зубьев. Как видим, при этом величина коэффициента ϵ_{β} осевого перекрытия уменьшалась пропорционально модулю.

Расчёты проводились как для передач с невысокой твёрдостью зубьев ($HB270$), так и высокотвёрдых ($HB570$) с соответствующим подбором вращающихся моментов T_2 (таблица 3). В первом случае оценивались, в основном, эффективные контактные напряжения, во втором – изгибные.

Эффективность увеличения модуля определялась сопоставлением передач серии "а" и серии "б", имеющих соответственно одинаковые номера.

В таблицах 4 и 5 приведены результаты

Таблица 3 – Расчётные вращающие моменты T_2 (Н·м) на ведомом колесе

№ пары					
1а,б	2а,б	3а,б	4а,б	5а,б	6а,б
T_2 , Н·м при $HB 270$					
250	300	1200	1500	6000	7500
T_2 , Н·м при $HB 570$					
600	700	2400	2800	9600	11200

Таблица 4 – Критериальные эффективные контактные напряжения σ_{Hse} , МПа, при различных степенях точности k для передач с обычным модулем

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1а	664	704	764	854	987	990	990
2а	660	724	839	963	970	1127	1148
3а	668	716	799	901	977	1103	1119
4а	676	724	817	967	1122	1213	1317
5а	695	713	757	841	944	1059	1220
6а	704	722	774	894	1051	1226	1362

Таблица 5 – Критериальные эффективные контактные напряжения $(\sigma_{Hse})_m$, МПа, при различных степенях точности k для передач с увеличенным модулем

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1б	591	606	657	742	762	762	762
2б	564	603	671	698	818	871	871
3б	619	628	662	725	830	879	879
4б	584	620	698	807	901	967	1067
5б	661	666	688	731	811	935	997
6б	616	629	677	772	888	1005	1118

вычисления критериальных эффективных контактных напряжений: σ_{Hse} – для передач с обычным модулем и $(\sigma_{Hse})_m$ – для передач с увеличенным модулем при различных степенях точности

k (от 6 до 12) по ГОСТ 1643-81. Оценка эффективности снижения эффективных контактных напряжений от увеличения модуля показана в таблице 6 как отношение $\sigma_{Hse} / (\sigma_{Hse})_m$.

Аналогично в таблицах 7 и 8 приведены результаты вычисления критериальных

Таблица 6 – Отношения $\sigma_{Hse} / (\sigma_{Hse})_m$

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1	1,124	1,162	1,163	1,151	1,295	1,299	1,299
2	1,170	1,201	1,250	1,380	1,186	1,294	1,318
3	1,079	1,140	1,207	1,243	1,177	1,255	1,273
4	1,158	1,168	1,170	1,198	1,245	1,254	1,234
5	1,051	1,071	1,100	1,150	1,164	1,133	1,224
6	1,143	1,148	1,143	1,158	1,184	1,220	1,218

Таблица 7 – Критериальные изгибные напряжения σ_{Fse} , МПа, при различных степенях точности k для передач с обычным модулем

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1а	254	273	314	377	432	457	491
2а	261	288	338	419	509	589	591
3а	243	253	272	319	379	442	465
4а	237	254	287	344	424	516	597
5а	233	240	251	284	334	391	454
6а	228	239	261	303	365	451	531

Таблица 8 – Критериальные изгибные напряжения $(\sigma_{Fse})_m$, МПа, при различных степенях точности k для передач с увеличенным модулем

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1б	209	209	228	259	284	338	338
2б	197	216	250	304	351	371	437
3б	212	212	212	235	268	297	341
4б	183	196	219	259	313	365	385
5б	220	220	220	220	245	283	332
6б	181	189	205	234	278	331	384

Таблица 9 – Отношения $\sigma_{Fse} / (\sigma_{Fse})_m$

Передача	k						
	6	7	8	9	10	11	12
1	1,215	1,306	1,377	1,456	1,521	1,352	1,453
2	1,325	1,333	1,352	1,378	1,450	1,588	1,352
3	1,146	1,193	1,283	1,357	1,414	1,488	1,364
4	1,295	1,296	1,311	1,328	1,355	1,414	1,551
5	1,059	1,091	1,141	1,291	1,363	1,382	1,367
6	1,260	1,265	1,273	1,295	1,313	1,363	1,383

изгибных напряжений: σ_{Fse} – для передач с обычным модулем и $(\sigma_{Fse})_m$ – для передач с увеличенным модулем при различных степенях точности k (от 6 до 12) по ГОСТ 1643-81. Оценка эффективности снижения изгибных напряжений от увеличения модуля показана в таблице 9 как отношение $\sigma_{Fse} / (\sigma_{Fse})_m$.

Для наглядности на рисунках 1 и 2 изображены графики, показывающие снижение эффективных контактных напряжений и изгибных напряжений от увеличения модуля для передач 2а и 2б при различных степенях точности k .

Выводы. Для зубчатых передач Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96, работающих в условиях многопарного зацепления и наличия неизбежных технологических погрешностей изготовления и монтажа, определяемых степенью точности, установлено следующее.

1. Увеличение модуля зацепления в заданных радиальных и осевых габаритах передачи снижает как контактную (в отличие от эвольвентных передач), так и изгибную напряжённость зубьев и, следовательно, повышает общую нагрузочную способность передачи.

2. Эффект снижения напряжённости растёт с понижением точности изготовления и монтажа передачи, поскольку при этом передаче с обычным модулем начинают терять преимущества увеличенных коэффициента осевого перекрытия и теоретического числа площадок контакта.

3. Эффект снижения изгибной напряжённости превышает эффект снижения контактной, а отношения изгибных напряжений при обычном и увеличенном модуле, в основном, выше, чем отношения самих соответствующих модулей, что выгодно отличает передачу Новикова от эвольвентной.

4. При увеличении модуля желательно проектировать передачу с коэффициентом осевого перекрытия не менее единицы.

5. Учитывая нелинейный характер связи напряжений и нагрузок, можно ожидать, что эффект повышения нагрузочной способности передачи превысит эффект снижения напряжённости.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта № 13-08-00386 (РФФИ) и гранта № 213.01.-2014/03ВГ (ЮФУ).

Список литературы: 1. Яковлев А.С. Определение напряжения изгиба в зубьях цилиндрических передач Новикова // Вестник машиностроения. – 1984. – №6. – С.18-20. 2. Росливер Е.Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Труды ГИИВТа. – Вып.138. – Горький, 1975. – С.50-96. 3. ГОСТ 30224-96. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35HRC₃. Исходный контур // Межгосударственный стандарт. – Межгос совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. – 5с. 4. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Моделирование контактного взаимодействия зубьев колёс зубчатых передач Новикова // Вестник машиностроения. – 2014. – №11. – С.31-35. 5. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Приведенный объёмный коэффициент формы зубьев в концентраторах зубчатых колёс с зацеплением Новикова // Вестник машиностроения. – 2014. – №1. – С.15-19. 6. Короткин В.И., Газзаев Д.А. Изгибная напряжённость зубьев под действием распределённой нагрузки в различных фазах зацепления Новикова // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2014. – №2. – С.22-30. 7. Короткин В.И., Газзаев Д.А., Онишков Н.П. Фазовое перемещение зубьев колёс цилиндрических зубчатых передач Новикова // Техника машиностроения. – 2014. – №2. – С.33-38. 8. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 9. Короткин В.И., Харитонов Ю.Д. Напряжения на площадках контакта в зубчатых передачах Новикова / Вісник національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – №31. – С.69-75.

Bibliography (transliterated): 1. Yakovlev A.S. Opredelenie naprjazhenija izgiba v zub'jah cilindricheskikh peredach Novikova // Vestnik mashinostroenija. 1984. No6. P.18-20. 2. Roslivker E.G. Prochnost' i zhestkost' zub'ev peredach s zacepleniem M.L. Novikova // Prochnost' korpusov sudov i nadezhnost' detal'ej mashin. Trudy GIIVTa. Vol.138. Gor'kij: 1975. P.50-96. 3. GOST 30224-96. Peredachi zubchatye Novikova cilindricheskie s tverdst'ju poverhnosti zub'ev ne menee 35 HRC Ishodnyj kontur. // Mezhgosudarstvennyj standart. Mezghos sovet po standartizacii, metrologii i sertifikacii. 1996. 5p. 4. Korotkin V.I., Gazzaev D.A. Modelirovanie kontaktnogo vzaimodejstvija zub'ev koljos zubchatykh peredach Novikova // Vestnik mashinostroenija. 2014. No11. P.31-35. 5. Korotkin V.I., Gazzaev D.A. Privedenyj ob'jomnyj koefefficient formy zub'ev v koncentratorah zubchatykh koljos s zacepleniem Novikova // Vestnik mashinostroenija. 2014. No1. P.15-19. 6. Korotkin V.I., Gazzaev D.A. Izgibnaja naprjazhjonnost' zub'ev pod dejstviem raspredel'noj nagruzki v razlichnykh fazah zaceplenija Novikova // Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin. 2014. No2. P.22-30. 7. Korotkin V.I., Gazzaev D.A., Onishkov N.P. Fazovoe peremeshenie zub'ev koljos cilindricheskikh zubchatykh peredach Novikova // Tehnika mashinostroenija. 2014. No2. P.33-38. 8. Korotkin V.I., Onishkov N.P., Haritonov Ju.D. Zubchatye peredachi Novikova. Dostizhenija i razvitie. Moscow: Mashinostroenie-1. 2007. 384p. 9. Korotkin V.I., Haritonov Ju.D. Naprjazhenija na ploshhadkah kontakta v zubchatykh peredachah Novikova. / Visnik nacional'nogo tehnicnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovih prac'. Serija: "Problemi mehanicnogo privodu" No31. NTU "KhPI". Kharkiv: 2014. P.69-75.

Поступила (received) 06.03.2015

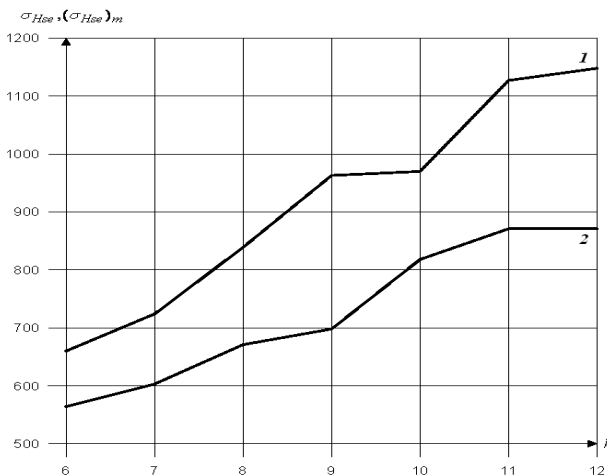


Рисунок 1 – График снижения эффективных контактных напряжений от увеличения модуля: 1 – передача 2а; 2 – передача 2б

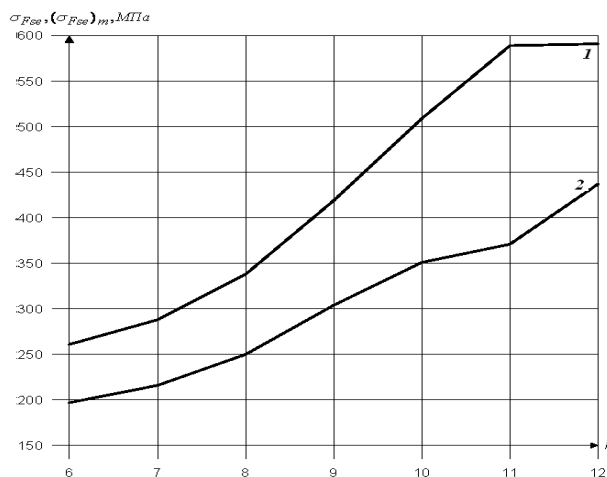


Рисунок 2 – График снижения изгибных напряжений от увеличения модуля: 1 – передача 2а; 2 – передача 2б