

Общие выводы.

1. В связи с принятием ряда основополагающих Законов Украины в области стандартизации считать приоритетными работы по реализации их основных положений при пересмотре стандартов, входящих в нормативную базу ТК-47 «Механічні приводи».

2. Механические приводы общемашиностроительного и специального применения, выпускающиеся на предприятиях Украины, подлежат обновлению в кратчайшие сроки с учетом повышения их технического уровня, расширению потребительских свойств, внедрения норм, представленных в гармонизированных стандартах ДСТУ ISO.

Список литературы: 1. Декрет Кабінету Міністрів України “Про стандартизацію і сертифікацію” от 10.05.93 г. № 46/93; 2. КНД 50-010-93. Типове положення про технічний комітет з стандартизації; 3. Типове положення про технічний комітет стандартизації / Затв. наказом Держстандарту України від 20.05.2002 № 298, зареєстр. у Мін’юсті України 11.07.2002 за № 578/6866. 4. ДСТУ ISO 677. Передачі зубчасті конічні прямозубі для загального і важкого машинобудування. Вихідний контур. 5. ДСТУ ISO 678. Передачі зубчасті конічні прямозубі для загального і важкого машинобудування. Модулі і діаметральні пітчі. 6. ДСТУ ISO 1340. Передачі зубчасті циліндричні. Інформація, яку покупець повинен надати виробнику для того, щоб отримати потрібну зубчасту передачу. 7. ДСТУ ISO 1341. Передачі зубчасті конічні прямозубі. Інформація, яку покупець повинен надати виробнику для того, щоб отримати потрібну зубчасту передачу. 8. ДСТУ ISO 5292. Приводи пасові. Паси клинові і поліклинові. Розрахунок навантажувальної здатності. 9. ДСТУ ISO 5295. Паси синхронні. Розрахунок навантажувальної здатності та міжцентрової відстані приводу. 10. ДСТУ ISO 8579-2. Правила приймання зубчастих передач. Частина 2. Визначення механічних вібрацій редукторів під час приймального випробування. 11. ДСТУ ISO 10825. Передачі зубчасті. Зношування та пошкодження зубців зубчастих коліс. Термінологія. 12. ДСТУ ISO 81400-4. Вітрові установки. Частина 4. Конструкція і технічні умови редукторів. 13. ДСТУ ISO 17485. Передачі зубчасті конічні. Система точності ISO; 14. ДСТУ ISO 9608. Клинові паси. Однорідність пасів. Метод випробування для визначення відхилів міжцентрової відстані. 15. ДСТУ ISO 11749. Пасові приводи. Поліклинові паси для автомобільної промисловості. Випробування на втому. 16. ДСТУ ISO 12046. Синхронні пасові приводи. Автомобільні паси. Визначення фізичних властивостей; 17. ДСТУ ISO 9980. Шківні з канавками для клинових пасів (система базована на ефективній ширині). Контроль геометрії канавок.

Поступила в редколлегию 29.05.08

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, канд. техн. наук, НИИМ и ПМ ЮФУ

О КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

(по материалам дискуссии, развернувшейся на сайте www.reduktor-news.ru и страницах журнала «Редукторы и приводы»)

Приведены результаты численного моделирования контактного взаимодействия зубьев эвольвентной прямозубой зубчатой передачи при перекосах осей зубчатых колес. Показано отсутствие дополнительного (помимо известного герцевского) влияния приведенного радиуса кривизны контактирующих поверхностей на нагрузочную способность контакта, что опровергает данные, содержащиеся в некоторых литературных источниках. Установлено, что расчет контактной прочности эвольвентных передач по стандартной методике дает заниженные показатели по напряжениям и завышенные по нагрузочной способности в сравнении с результатами, полученными на расчетной модели.

The computer simulation results for contact interaction of the spur involute gearing teeth at skewness of axes of the gear wheels are present. The absence of additional influence (besides known Hertz one) of the reduced principal curvature radius for contacting surfaces on the load-carrying capacity of the contact is shown. That disproves data of some references. It is stated that a calculation of contact strength of the involute gearing, based on the standard method, leads to decreased results on stresses and to increased results on load-carrying capacity by comparing with the data obtained in the numerical model.

Необходимость сообщения о данном исследовании продиктована появлением значительного количества статей одного и того же автора [1-4 и др.], посвященных, в частности, вопросу контактных расчетов традиционных эвольвентных зубчатых передач и содержащих выводы, вызывающие серьезные возражения. В развернувшейся на сайте и страницах журнала «Редукторы и приводы» (С-Пб) полемической дискуссии между сторонниками и противниками зацепления Новикова эти выводы из статей [1-4] использовались их автором в качестве основополагающей аргументации.

Утверждения, содержащиеся в указанных статьях, если их обобщить, можно сформулировать в виде следующих двух основных постулатов.

1. В эвольвентных передачах с начально-линейным контактом зубьев в реальных условиях работы (имеется в виду при перекосах осей зубчатых колес) нарушается вытекающая из решения классической плоской контактной задачи Герца линейная взаимосвязь между нормальным усилием F_n и приведенным радиусом ρ кривизны контактирующих поверхностей в полюсе; благодаря чему появляется ранее никем, по мнению автора, не замеченная возможность существенного снижения контактных напряжений и повышения нагрузочной способности передачи.

2. Широко применяемая в инженерной практике стандартная методика [5] контактного расчета эвольвентных передач, использующая решение пло-

ской задачи Герца и учитывающая перекосы в зацеплении с помощью вводимого в расчет коэффициента $K_{H\beta}$ концентрации нагрузки, неадекватна реальным условиям, поскольку дает завышенные расчетные контактные напряжения σ_H в сравнении с реальными и тем самым не позволяет выявить скрытые резервы по нагрузочной способности данных передач. Этот постулат является следствием первого.

Конкретизируя сказанное, поясним, что речь идет о якобы некоей фактически существующей нелинейной связи, выражаемой автором приблизительно как $F_n \sim \rho^k (k \gg 1)$, при которой увеличение радиуса ρ кривизны в полюсе обеспечивает существенное дополнительное (помимо известного герцевского) и никакими методами ранее не учитываемое повышение нагрузочной способности контакта.

Такое явление автор в своих статьях назвал «эффектом кривизны», на базе которого он не только претендует на кардинальный пересмотр методов расчета, но и разрабатывает новые конструкции передач [6-8].

Некоторые характерные цитаты из перечисленных статей.

«Выявление эффектов кривизны контакта показывает узкоприменимый частный характер традиционных положений физических основ развития зацеплений (в том числе – создания зацепления Новикова), наличие значительных резервов роста (вплоть до превышения двукратного) уровня нагрузочной способности эвольвентного зацепления...» [1].

«Эффективному развитию силовых зацеплений до сих пор препятствует весьма несовершенный характер физических основ (на базе контактной задачи Герца) традиционной прочностной концептуальности синтеза зубчатых передач, проявившийся, в частности, в создании зацепления Новикова. Более адекватны реальным условиям взаимодействия зубьев и поэтому более перспективны (для развития методик прочностных расчетов и представлений о кардинальном влиянии формы торцового профиля зубьев на их контактную прочность) нелинейные (негерцевские) взаимосвязи основных факторов контакта упругих тел и эффекты кривизны контакта – эффекты дополнительного (относительно решения Герца) влияния кривизны контакта на контактные напряжения...» [2].

«К наиболее существенным недостаткам традиционной модели на базе решения плоской задачи Герца о контакте параллельных цилиндров условиям реального контакта следует отнести линейные взаимосвязи основных факторов. Их использование ограничивает точность расчетов и сдерживает реализацию значительных резервов прочности реальных объектов» [3]. И далее там же:

«Выявлены эффекты механизма контактного взаимодействия, обусловленные увеличением приведенного радиуса кривизны в контакте реальных

тел и показывающие возможности реализации значительных резервов прочности и ресурсов работы» [3].

Подобные высказывания содержатся практически во всех статьях их автора последних лет.

Как нетрудно заметить, автор перечисленных статей не только постулирует необыкновенно высокую (ранее до него никем не обнаруживаемую) контактную прочность эвольвентных передач, но и декларирует их преимущества по данному показателю перед передачами Новикова. Думаю, любому понятно, что у тех, кто много лет занимается теоретическими и экспериментальными исследованиями передач Новикова, подобные заявления вызвали желание, как минимум, проверить их справедливость.

Прежде чем перейти к анализу сформулированных выше постулатов, коснемся коротко истории вопроса.

Ранние попытки упомянутого автора опровергнуть правомерность использования стандартного метода контактного расчета эвольвентных передач обобщены в его работе [9], где начально-линейный контакт был заменен точечным с эллиптической площадкой контакта, располагающейся в пределах длины зуба ближе к его торцу. Не имея возможности в рамках настоящего сообщения останавливаться на этом подробно, укажем лишь, что, по нашему мнению, эти попытки закончились неудачно, поскольку в работе [9] при решении пространственной контактной задачи Герца была допущена принципиальная ошибка, приведшая автора к неверным выводам, о чем подробнее можно прочитать в [10]. К сожалению, критические замечания автором работы [9] не были прокомментированы.

Так или иначе, но, судя по доступным нам публикациям, больше к идее, изложенной в [9], ее автор не возвращался, а спустя некоторый период времени предпринял и стал развивать иной подход [3 и др.], при котором правомерность постулатов 1 и 2 (см. выше) попытался доказать, рассматривая модель статической пространственной задачи о контакте двух упругих круговых цилиндров конечной длины с непараллельными осями, используя готовое аналитическое решение из работы [11].

Задача рассматривалась при следующих условиях:

- а) трение в контакте отсутствует;
- б) перекося осей цилиндров – только в плоскости расположения этих осей (перекрещивание осей отсутствует);
- в) торцы цилиндров перпендикулярны их осям (что моделирует прямозубую зубчатую передачу);
- г) деформации изгиба и скручивания цилиндров отсутствуют.

Разумеется, эти условия (и ряд других, здесь не перечисленных) на практике не выполняются. Однако для корректности оценки правомерности выводов автора работы [3] эти условия при нашем анализе сохранены. В качестве инструмента нами использован современный численный метод решения кон-

тактной задачи на основе конечно-элементного пакета программ «ANSYS» [12]. Этот метод более адекватно, чем изложенный в [11] (дающий неверные результаты по напряжениям и размерам площадки контакта), соответствует требуемой постановке задачи и к тому же, в отличие от [11], позволяет оценить не только нормальные, но и эффективные (октаэдрические) напряжения, которые в пространственных контактных задачах считаются критериальными [13].

Напомним кратко основные положения плоской контактной задачи Герца. Хотя, как известно, строгое аналитическое решение данная задача имеет для сжатия цилиндров бесконечной длины с параллельными осями, тем не менее, с минимальной долей условности она используется как основа стандартных инженерных расчетов эвольвентных передач с зубьями конечной длины b .

Обозначив $q_0 = F_n / b$ (Н/мм) – интенсивность нагрузки, распределенной равномерно по длине b цилиндра (зуба), σ_{H0} – герцевское напряжение (МПа), ρ – приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, запишем для стальных цилиндров (при одинаковом модуле упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и коэффициенте Пуассона $\nu = 0.3$) [14]:

$$\sigma_{H0} = 186.9 \sqrt{q_0 / \rho}, \quad (1)$$

откуда из условия $\sigma_{H0} = \text{const}$ следует линейная связь (в данном случае прямая пропорциональность) между q_0 и ρ , а также (с учетом $b = \text{const}$) между F_n и ρ .

Из теории плоских зубчатых зацеплений известно, что радиус ρ в полюсе при неизменных радиальных габаритах колес зубчатой пары прямо пропорционален $\sin \alpha$, где α – угол зацепления, который на практике можно варьировать в определенных пределах корригированием или изменением угла профиля исходного контура.

Таким образом, с ростом угла α от α_1 до α_2 радиус ρ возрастет в отношении $\kappa_\rho = \sin \alpha_2 / \sin \alpha_1$ и на основании (1) в таком же отношении (при $\sigma_{H0} = \text{const}$) можно увеличить нормальную силу F_n , т.е. нагрузочную способность контакта. При этом нагрузочная способность зубчатой передачи, определяемая окружной силой $F_t = F_n \cos \alpha$, увеличится пропорционально $\sin 2\alpha$, т.е. в отношении $\sin 2\alpha_2 / \sin 2\alpha_1$.

Перекосы в зацеплении зубчатых передач приводят к неравномерности нагрузок и напряжений вдоль зубьев, при этом длина a площадки контакта может оказаться: а) меньше длины зуба ($a < b$); б) равной длине зуба ($a = b$).

Напряжения при перекосах достигают максимума (σ_{\max}) у одного из торцов и минимума у противоположного, вплоть до $\sigma_{\min} = 0$. При равномерной вдоль длины зуба интенсивности q_0 имеем постоянное герцевское напряжение σ_{H0} .

Итак, рассмотрим модельную задачу о сжатии силой F_n двух упругих круговых цилиндров радиусов r и R , конечной длины b с пересекающимися под углом γ осями [12].

В качестве примера будем моделировать некорригированную прямозубую эвольвентную передачу (рассмотренную в [9]) модуля 3 мм, с числами зубьев пары 27/34.

С целью оценки влияния приведенного радиуса ρ кривизны на параметры контакта расчет проведем для двух модификаций передачи:

модификация 1 – $\alpha_1 = 20^\circ$, что соответствует $\rho_1 = 7.72$ мм (радиусы моделирующих цилиндров $r = 13.85$ мм, $R = 17.45$ мм);

модификация 2 – $\alpha_2 = 28^\circ$, что соответствует $\rho_2 = 10.60$ мм (радиусы моделирующих цилиндров $r = 19.02$ мм, $R = 23.95$ мм).

(В дальнейшем всем параметрам, соответствующим модификации 1, будем присваивать индекс «1», а – модификации 2 – индекс «2»).

Углу γ перекося осей цилиндров зададим значения 0.001 рад и 0.0005 рад.

Диапазон усилий F_{n1} для расчетов модификации 1 назначим: 500; 1500; 3000; 5000 (Н). Для расчетов модификации 2 диапазон усилий назначим с учетом соотношения $F_{n2} = \kappa_\rho F_{n1} = 1.373 F_{n1}$, т.е. соответственно 686; 2059; 4118; 6860 (Н).

Точность расчетов с использованием пакета «ANSYS» оценивалась по принятой в качестве тестовой плоской задаче Герца, погрешность составила не более 5 %.

Компьютерные графики показали, что максимальные напряжения σ_{\max} возникают не на самом торце (в виду его повышенной податливости), а весьма близко от него.

В табл. 1 представлены результаты расчета по программе «ANSYS» максимальных напряжений для случая $a < b$. Индекс «H» относится к нормальным напряжениям, индекс «e» – к эффективным. Приведены также результаты расчета интенсивности нагрузки $q_A = F_n / a$ (для удобства расчетные варианты в таблице пронумерованы).

При сопоставлении соответственных результатов по модификациям 1 и 2 (№№ 1-9, 2-10, 3-11, 4-12, 5-13, 6-14, 7-15 и 8-16) видно, что разница в значениях напряжений весьма мала, находясь практически в пределах точности

счета. Это свидетельствует о том, что взаимосвязь между F_n и ρ , как и в задаче Герца (1), близка к прямой пропорциональности. Следовательно, утверждать о некоем дополнительном (помимо герцевского) влиянии кривизны на нагрузочную способность контакта (т.е. заявленном «эффекте кривизны» – см. выше) нет оснований.

Таблица 1.

Значения напряжений – случай $a < b$

№ вар.	ρ мм	γ рад.	F_n Н	a мм	q_A Н/мм	$\sigma_{H \max}$ МПа	$\sigma_{e \max}$ МПа
1	7.72 (мод. 1)	0.001	500	5.5	91	885	530
2			1500	9.4	160	1182	672
3			3000	13.2	227	1434	844
4			5000	17.0	294	1614	922
5		0.0005	500	7.8	64	715	402
6			1500	13.7	109	967	520
7			3000	19.2	156	1164	625
8			5000	25.0	200	1343	726
9	10.60 (мод. 2)	0.001	686	6.2	111	840	499
10			2059	11.1	185	1127	673
11			4118	15.8	261	1321	735
12			6860	21.0	327	1525	839
13		0.0005	686	9.2	75	676	381
14			2059	16.4	126	909	519
15			4118	23.4	176	1098	583
16			6860	29.7	231	1297	716

Из (1) вытекает нелинейная герцевская связь $\sigma_{H0} \sim F_n^m$, в которой показатель степени $m=0.5$. Подобная степенная связь может быть приближенно использована и по отношению к $\sigma_{H \max}$ из табл. 1, если положить $m \approx 0.25$. Более слабая, чем по Герцу, зависимость напряжения от нагрузки – следствие того, что с изменением последней одновременно меняется длина a площадки контакта (табл. 1), и, следовательно, интенсивность q_A нагрузки перестает быть прямо пропорциональной самой нагрузке, а оказывается связанной с ней приблизительно как $q_A \sim F_n^{0.5}$. Поэтому именно об этой интенсивности q_A , а не о кривизне, следует говорить как об определяющем факторе, нарушающем герцевские взаимосвязи при перекосах и влияющем на нагрузочную способность контакта.

Обратимся теперь к случаю $a=b$. Расчетные варианты для данного случая легко получаются из вариантов табл. 1, если назначить длину b цилиндра меньшей или равной длине a площадки контакта. Выполнив это, к примеру, для вариантов №№ 3, 4, 7, 8, 11, 12, 15 и 16, представим результаты в табл. 2.

Значения напряжений для случая $a=b$

№ вар.	ρ мм	γ рад.	F_n Н	b мм	$\sigma_{H \max}$ МПа	$\sigma_{e \max}$ МПа
17	7.72 (мод. 1)	0.001	3000	13	1430	831
18			5000		1679	1000
19		0.0005	3000	18	1168	655
20			5000		1377	794
21	10.60 (мод. 2)	0.001	4118	13	1354	825
22			6860		1602	1009
23		0.0005	4118	18	1105	644
24			6860		1322	800

Сопоставляя соответственные двум модификациям варианты №№ 17-21, 18-22, 19-23 и 20-24, приходим к заключению, что и в этом случае, как в рассмотренном выше, практически отсутствует дополнительный (помимо герцевского) «эффект кривизны» от влияния радиуса ρ .

Кроме того, как и в предыдущем случае, здесь также наблюдается приблизительная взаимосвязь вида $\sigma_{H \max} \sim F_n^{0.25}$. Только теперь она объясняется не изменением длины площадки контакта (которая в сторону увеличения ограничена длиной цилиндра), а перераспределением интенсивности нагрузки и напряжений по длине цилиндра. Это перераспределение ведет к тому, что с ростом нагрузки напряжения по длине выравниваются, стремясь в пределе к герцевским.

Перейдем к сравнению результатов расчета нагрузочной способности контакта, полученных на модели и по стандартной методике [5] для обоих рассмотренных случаев. При этом в соответствии с перечисленными выше условиями, будем полагать отсутствие приработки поверхностей зубьев и принимать во внимание первоначальный (доприрабочный) коэффициент $K_{H\beta}$ концентрации нагрузки по длине зубьев [5].

В соответствии с [5] нормальные контактные напряжения σ_H определяются по формуле

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_{H\beta}}, \quad (2)$$

где σ_{H0} – герцевское напряжение (1).

В свою очередь, коэффициент $K_{H\beta}$ концентрации нагрузки при отсутствии скручивания вала, динамических явлений, приработки и т.д. определяется (в принятых в данной статье параметрах) как [5]:

$$K_{H\beta} = 1 + 0.4b^2 \gamma \cdot c / F_n, \quad (3)$$

где c – удельная жесткость пары зубьев, которая для модификации 1 нашего примера $c_1=16100$ Н/мм² [5]. Численным моделированием установлено, что с точностью до 3% можно принять $c_1 = c_2 = c$.

Указанное выше сравнение проведем, используя зависимости (2), (3). Тогда при заданных ρ и b запишем с точностью до постоянных коэффициентов:

$$\sigma_{H\max}^2 = F'_n \cdot K'_{H\beta} \text{ и } \sigma_H^2 = F_n \cdot K_{H\beta}, \quad (4)$$

где F_n и $K_{H\beta}$ соответствуют напряжению σ_H , а F'_n и $K'_{H\beta}$ – напряжению $\sigma_{H\max}$, если его рассчитывать по (2).

Обозначая $k_\sigma = \sigma_{H\max} / \sigma_H$, на основании (3), (4) получим:

$$F'_n = (F_n + t)k_\sigma^2 - t; \quad K_{H\beta} = 1 + t / F_n; \quad K'_{H\beta} = 1 + t / F'_n, \quad (5)$$

где $t = 0.4b^2\gamma \cdot c$.

Сопоставление нагрузочной способности контакта по стандартному расчету и по модельной задаче осуществим с помощью коэффициента

$$K_F = F'_n / F_n. \quad (6)$$

Говоря о варианте $a < b$, отметим, что, согласно существующего регламента [15], каждой степени точности передачи должна соответствовать минимальная относительная длина площадки контакта, выражаемая как $a_b = a/b$ (%) и определяемая под легкой нагрузкой на контрольно-обкатных станках. Для весьма грубых степеней точности величина a_b должна быть не менее 25%, для более точных она повышается. При эксплуатационных нагрузках соответствующие реальные цифры будут, естественно, значительно выше, но для полноты картины рассмотрим весь диапазон – от 25% до 100%.

В табл. 3 представлены выборочные сравнительные результаты для случая $a < b$, а в табл. 4 – для случая $a = b$.

По результатам из табл. 3 и 4 отчетливо видно, что нагрузочная способность контакта, рассчитываемая по стандартной методике [5], существенно выше, чем рассчитанная по модели. Есть основания полагать, что эта разница возрастет, если сравнительную оценку производить не по нормальным, а по эффективным напряжениям. Это следует из того, что при использовании стандартной методики, основанной на плоской задаче Герца, отношение эффективного напряжения к нормальному при $\nu=0.3$ равно 0,4, в то время как по данным табл. 1 и 2 отношение $\sigma_{e\max} / \sigma_{H\max}$ колеблется в диапазоне

0.53...0.63. Это и понятно, если учесть, что вблизи торца резко уменьшается (или вовсе исчезает) одно из главных напряжений. Как показали исследования, еще больше негативное влияние торцов на рост эффективных напряжений сказывается в косозубых передачах [16], где торцы находятся под углом к осям зубчатых колес.

Таблица 3.

Сравнительные результаты для случая $a < b$

№ варианта	a_b %	b мм	t Н	$K_{H\beta}$	σ_H МПа	k_σ	F'_n Н	$K'_{H\beta}$	K_F
№ 2, $F_n=1500$ Н, $a=9.4$ мм	25	37.6	9105	7.07	1130	1.046	2498	4.64	1.67
	50	18.8	2276	2.52	954	1.239	3521	1.65	2.35
	70	13.4	1156	1.77	947	1.248	2982	1.39	1.99
№ 6, $F_n=1500$ Н, $a=13.7$ мм	100	9.4	569	1.38	998	1.184	2333	1.24	1.56
	25	54.8	9670	7.45	961	1.006	1640	6.90	1.09
	50	27.4	2417	2.61	804	1.203	3249	1.74	2.17
№ 10, $F_n=2059$ Н, $a=11.1$ мм	70	19.6	1237	1.82	794	1.218	2823	1.44	1.88
	100	13.7	604	1.40	833	1.161	2231	1.27	1.49
	25	44.4	12696	7.17	1047	1.076	4400	3.89	2.14
№ 14, $F_n=2059$ Н, $a=16.4$ мм	50	22.2	3174	2.54	881	1.279	5389	1.59	2.62
	70	15.9	1628	1.79	874	1.289	4503	1.36	2.19
	100	11.1	793	1.39	922	1.222	3468	1.23	1.68
№ 14, $F_n=2059$ Н, $a=16.4$ мм	25	65.6	13857	7.73	894	1.017	2598	6.33	1.26
	50	32.8	3464	2.68	745	1.220	4758	1.73	2.31
	70	23.4	1763	1.86	734	1.238	4099	1.43	1.99
	100	16.4	866	1.42	766	1.187	3253	1.27	1.58

Таблица 4.

Сравнительные результаты для случая $a = b$

№ вар.	b мм	t Н	$K_{H\beta}$	σ_H МПа	k_σ	F'_n Н	$K'_{H\beta}$	K_F
17	13	1088	1.36	1192	1.200	4799	1.23	1.60
18			1.22	1457	1.152	6995	1.16	1.40
19	18	1043	1.35	1009	1.158	4375	1.24	1.46
20			1.21	1233	1.117	6491	1.16	1.30
21	13	1088	1.26	1147	1.181	6168	1.18	1.50
22			1.16	1420	1.128	9024	1.12	1.32
23			1.25	971	1.138	5644	1.18	1.37
24	18	1043	1.15	1202	1.100	8520	1.12	1.24

В свете изложенного утверждение о том, что расчет по стандартной методике не позволяет использовать некие «скрытые резервы» контактной прочности эвольвентных передач (обнаруживаемые, якобы, на модели), как минимум, не имеет оснований, а с учетом выявленного отсутствия таких ре-

зервов вообще теряет смысл. Скорее наоборот – есть некоторые основания опасаться, что стандартные расчеты, показывая заниженные, по сравнению с модельными, напряжения (т.е. завышенную нагрузочную способность), не учитывают какие-то реальные недостатки эвольвентных передач, чрезвычайно чувствительных к перекосам, что сказывается, например, зачастую в виде непредсказуемых расчетом контактных разрушений поверхностей зубьев именно вблизи торцов при эксплуатации передач.

Что же касается используемого в стандартном расчете коэффициента $K_{H\beta}$ ($K'_{H\beta}$) концентрации нагрузки при перекосах, то он, как известно (и это видно из табл. 3 и 4), зависит от нагрузки, причем линейно (5), уменьшаясь с ее ростом, и наоборот. Это приводит к более ослабленной, чем по Герцу, зависимости напряжения от нагрузки, что имело место также и в модельной задаче. По существу, данный коэффициент в стандартном расчете как бы учитывает изменяющуюся интенсивность нагрузки, показанную выше при рассмотрении модельной задачи.

Необходимо подчеркнуть, что расчет традиционных эвольвентных передач, насчитывающих более чем 200-летний период своего существования, постоянно совершенствовался, сверялся с результатами огромного количества усталостных испытаний и в конечном итоге воплотился в стандартной расчетной методике последней редакции [5]. Разумеется, любой расчет может быть подвержен дальнейшему усовершенствованию. Однако, занимаясь модернизацией, универсализацией и т.д. расчетных методов, нельзя забывать о многочисленных статистически проверенных экспериментальных данных, с которыми новые разрабатываемые методы должны быть надежно согласованы.

Хотя данное сообщение целиком посвящено эвольвентным передачам, тем не менее, упомянем коротко о двух вызвавших в дискуссии полемику вопросах, касающихся расчета контактной прочности передач Новикова.

Так, один из оппонентов [17] настаивал вести такой расчет не по формулам пространственной задачи Герца для общего случая, а по формулам, годящимся, как оказалось, для частного случая сжатия шаров, что вызвало серьезные возражения с нашей стороны, поскольку это приводило к ошибочным результатам.

Другой остро полемический вопрос – о т.н. смешанном зацеплении, широко разрекламированном его автором, невзирая на отсутствие внятных сведений об испытаниях, внедрении и т.д. При нашем анализе обнаружили конструкции (например, [6]), выполнить которые в работоспособном состоянии невозможно из-за нарушения в них положений теории зацепления.

Возвращаясь к тематике эвольвентных передач, можно утверждать, что выполненная в рамках модельной задачи о сжатии двух упругих круговых цилиндров с пересекающимися осями проверка правомерности постулатов 1

и 2, вытекающих из работ [1-4] и сформулированных в начале статьи, позволяет сделать следующие **основные выводы**.

1. При сжатии двух упругих круговых цилиндров с пересекающимися осями (модельная задача) связь между сжимающим усилием и приведенным радиусом кривизны цилиндрических поверхностей, варьируемым в практическом диапазоне профильных углов эвольвентных передач, близка к прямой пропорциональности, как и при сжатии цилиндров с параллельными осями (задача Герца). Какого-либо дополнительного (помимо герцевского) влияния данного радиуса на нагрузочную способность контакта (называемого в цитированной выше литературе «эффектом кривизны») не выявлено.

2. Определяющим параметром, нарушающим герцевские взаимосвязи между нагрузкой и напряжением при перекосах осей цилиндров и существенно влияющим на нагрузочную способность контакта, является изменяющаяся под нагрузкой ее интенсивность по длине цилиндра.

3. Расчёт контактной прочности эвольвентных зубчатых передач по ГОСТу дает более низкие контактные напряжения и более высокую нагрузочную способность контакта, чем расчет по модельной задаче. Следовательно, утверждение о том, что стандартная методика не позволяет использовать некие «скрытые» (к тому же, как выяснилось, несуществующие) резервы контактной прочности эвольвентных передач, не имеет оснований.

4. Параметром, учитывающим изменение интенсивности нагрузки при перекосах осей зубчатых колес, в стандартной расчетной методике является коэффициент концентрации нагрузки, линейно от нее зависящий.

Автор выражает благодарность сотруднику института Колосовой Е.М. за выполнение расчетных работ, связанных с моделированием.

*Работа выполнена при частичной поддержке грантов РФФИ
06-08-00454 и 08-08-00873*

Список литературы: 1. Журавлев Г.А. К обсуждению физических основ совершенствования зубчатых передач // Редукторы и приводы. – 2007. – №1,2 (08). – С.74–85. 2. Журавлев Г.А. Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения. // Редукторы и приводы. – 2006. – №1 (04). – С.38–45. 3. Журавлев Г.А. Оценка применимости решения Герца в задачах о контакте зубчатых колес // Техника машиностроения. – 2001. – №2. – С.82–90. 4. Журавлев Г.А. Эффекты кривизны упругих тел с близким к начально-линейному касанием // Труды III Всероссийской конференции по теории упругости с международным участием. – Ростов-на-Дону: Изд-во «Новая книга». – 2004. – С.163–165. 5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125с. 6. Журавлев Г.А. Зубчатая передача. А.с. СССР № 1185942, МПК F16H1/08. – Приор. 20.05.1975г. – Бюлл. №15. 2004. 7. Журавлев Г.А. Зубчатая передача смешанного зацепления // Патент РФ № 1571330, МПК. 5F16H 55/08. – Б.И. №22.1990. 8. Zhuravlev G. Patent Application PCT/RU2005/000367. July 05.2005. 9. Журавлев Г.А. О концепции оценки формы профиля зубьев в цилиндрических передачах // Вестник машиностроения. – 1990. – №8. – С.23–25. 10. Короткин В.И. Об одной попытке пересмотра основ зацепления Новикова // Редукторы и приводы. – 2006. – №2,3 (05). – С.59–63. 11. Гришин С.А. Контактное взаимодействие упругих цилиндров при перекосах осей // Респ. сб. «Теоретическая и прикладная механика». – Вып. 19. – Харьков: Изд-во

ХГУ «Вища школа», 1988. – С.32–39. **12.** Колосова Е.М., Короткин В.И., Чебаков М.И. К вопросу о расчете контактных напряжений и нагрузочной способности эвольвентных зубчатых передач // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки (в печати). **13.** Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: ХВКИУ, 1967. – 233с. **14.** Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1971. – 328с. **15.** ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 69с. **16.** Короткин В.И., Пожарский Д.А. Вдавливание штампа в упругий пространственный клин как модель контактного взаимодействия поверхностей зубьев зубчатых передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1996. – №3. – С.107–113. **17.** Попов А.П. Передачи Новикова: вымыслы и реальность // Редукторы и приводы. – 2007. – №1,2 (08). – С.41–45.

Поступила в редколлегию 10.04.08

УДК 621.833

Н.П. ОНИШКОВ, канд. техн. наук, РГСУ,
В.И. КОРОТКИН, канд. техн. наук, ЮФУ РФ, НИИМиПМ им. И.И. Воровича,
К.В. ГУЗНОВ, студент РГСУ

ОБ УЧЕТЕ ФАКТОРА ТВЕРДОСТИ В КОНТАКТНЫХ РАСЧЕТАХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Показана неудовлетворительность прогнозирования на основе критериев пластичности контактно-усталостной долговечности термически (химико-термически) упрочненных стальных деталей. Существенное повышение точности достигается при использовании критериев предельного состояния.

It is shown insufficiency of forecasting on the base of the plasticity criteria for contact-fatigue durability of thermally (chemically-thermo) strengthened steel details. A considerable increasing of accuracy is reached due to the use of criteria of the limiting state.

Твердость является одним из основных показателей, характеризующих прочность стали. Так многочисленные экспериментальные данные позволили вполне удовлетворительно использовать в инженерной практике линейные (кусочно-линейные) зависимости сопротивления контактной усталости стальных деталей от твердости. Некоторые из известных рекомендаций по выбору допускаемых напряжений приведены на рис. 1, где приняты следующие обозначения:

- H_{HV} – твёрдость поверхности зубьев по Виккерсу;
- 1 – легированные стали, нормализация, термоулучшение;
- 2 – объёмнозакалённые стали, газовое азотирование;
- 3 – термоулучшенные легированные стали, газовое азотирование;
- 4 – нормализация, поверхностная закалка;

5 – легированные стали, цементация.

- $\sigma_{Hlimb} = 2,3H_{HB}$ по ИСО 3663;
- - - σ_{Hlimb} по ГОСТ 21354-87;
- . - . σ_{Hlim} по ГОСТ 21354-87 на базе 10^7 циклов.

Действительно, кусочно-линейные зависимости в целом соответствуют усредненным значениям σ_{Hlimb} . Однако, по ГОСТ 21354-87 зависимость $\sigma_{Hlimb} = 23H_{HRC}$ (ХТО – цементация, нитроцементация) распространена на интервал твердостей 56...65 HRC. Между тем, ряд нормативов (например, стандарты AGMA) весьма высокие весовые коэффициенты влияния твердости ограничивают уровнем 58...60 HRC, указывая, что при дальнейшем повышении твердости экспериментальные данные носят противоречивый характер.

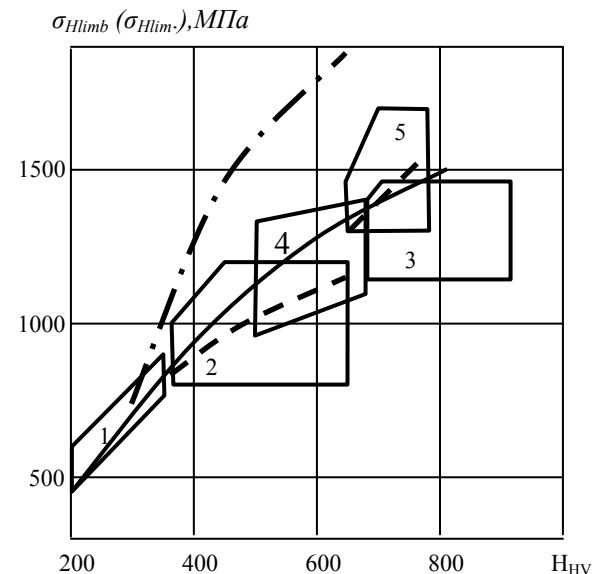


Рис. 1. Пределы поверхностной контактной усталости эвольвентных зубьев по ИСО 3663 и ГОСТ 21354-87 [1, 2]

Помимо того, в области ограниченной долговечности рекомендации ГОСТ 21354-87 дают неоправданно завышенные значения σ_{Hlim} . Так, при числе циклов нагружения $N = 10^7$ и твердости 60 HRC, $\sigma_{Hlim} = 2100$ МПа, хотя даже шлифованные эвольвентные передачи, работающие в благоприятном (упруго-гидродинамическом) режиме смазки, поражаются прогрессирующим питтингом при $\sigma_H > 1500...1600$ МПа уже на ранних стадиях эксплуатации