Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LX, вып. 1, 1970 г.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА

И. П. Иванов

Выбор оптимальных параметров зубчатых передач с зацеплением Новикова является ответственной задачей в горном машиностроении, особенно в передачах подземных машин, к габаритам которых предъявляются жесткие требования. Еще большие затруднения возникают при проектировании передач Новикова, которые удовлетворяли бы требованиям высокой контактной и изломной прочности зубьев. Достоверных сведений об опытном применении этих передач в горном машиностроении пока недостаточно. К тому же опытные данные относятся к отдельным передачам, выполненным с различными параметрами, материалами, исходными контурами. Получены они при различных нагрузочных режимах. Все это затрудняет ориентировку в выборе оптимальных параметров передач Новикова при проектировании.

В проводимых опытах экспериментальные зубчатые пары с зацеплением Новикова и эвольвентные выполнены из стали 45 одной поставки с твердостью после нормализации заготовок в пределах $HB = 2060 \pm 107$ *Мн/м*^{2}, чему соответствуют предел прочности $\sigma_в = 685$ *Мн/м*^{2} и предел текучести $\sigma_т = 440$ *Мн/м*^{2}, и испытывались в одинаковых условиях на стенде с замкнутым потоком мощности при окружной скорости 6,3 *м/сек*. Зубчатые пары при межосевом расстоянии $A = 125$ *мм* и ширине рабочих венцов колес $B = 35$ *мм* предусмотрены с различными нормальными модулями m и соответствующими этим модулям числами зубьев шестерен z_1 и колес z_2, углами наклона зубьев на начальных цилиндрах β и осевыми коэффициентами перекрытия

ε_0. У всех зубчатых пар были примерно одинаковыми передаточное число, а также диаметры начальных окружностей шестерен D_1 и колес D_2. Наружные диаметры шестерен D_{e1} и колес D_{e2} при разных модулях различны. Спирали зубьев шестерен правые, колес левые. Основные параметры экспериментальных зубчатых пар с зацеплением Новикова и эвольвентных приняты в опытах одинаковыми (таблица).

Параметры экспериментальных зубчатых пар

m, *мм*	z_1	z_2	ε_0	β	D_1, *мм*	D_2, *мм*	D_{e1}, *мм*	D_{e2}, *мм*
2	41	81	1,20	12° 31′ 40″	84,0164	165,9836	88,7	165,5
2	38	76	2,28	24° 13′ 00″	83,3333	166,6667	88,0	166,2
3	26	53	1,18	18° 33′ 30″	82,2785	167,7215	89,3	167,0
4	19	38	1,14	24° 13′ 00″	83,3333	166,6667	92,7	165,8
5	14	29	1,14	30° 41′ 00″	81,3954	168,6046	93,1	167,5

Эвольвентные зубчатые пары выполнены со стандартным исходным контуром; диаметры выступов зубьев для них не приведены. Зубчатые пары Новикова всех модулей нарезаны червячными фрезами с исходным контуром завода им. Пархоменко ЗИП-1958. Инструментальные контуры в нормальных сечениях определяются следующими параметрами: угол зацепления инструментальных реек $\alpha_и = 30{,}144^0$; радиусы профилей инструмента для нарезания выпуклых зубьев $r_{и1} = 1{,}5306\ m$, центры их расположены на начальной прямой; радиусы профилей инструмента для нарезания вогнутых зубьев $r_{и2} = 1{,}7602\ m$ с началом фаски под начальной прямой на расстоянии $0{,}28\ m$ (диаметр зубьев колеса до начала фасок $D^{ф}_{e_2} = D_2 - 0{,}56\ m$); на расстоянии $h_{и\,в} = 0{,}8532\ m$ от начальной прямой ширина впадины инструмента для нарезания выпуклых зубьев $S_{вн1} = 1{,}372\ m$, толщина зубьев инструмента для нарезания вогнутых зубьев $S_{и2} \approx \left(1{,}5 + \frac{0{,}2}{\sqrt{m}}\right) m$.

Зубчатые пары Новикова и эвольвентные изготовлены с точностью, примерно соответствующей восьмой степени. Контролировались торцовые и радиальные биения заготовок и глубины врезания зуборезных инструментов. Эвольвентные пары выполнены с нормальными боковыми зазорами; пары Новикова имели завышенные боковые зазоры, обусловленные контурами фрез. При модуле 2 *мм* зубья нарезались за один проход фрезы, при модулях 3, 4 и 5 *мм* — за два прохода, что обеспечило чистоту поверхностей примерно по шестому классу.

В спроектированном с замкнутой мощностью испытательном стенде, состоящем из двух редукторов с одинаковыми зубчатыми парами, предусмотрена регулировка положения осей колес. Зубчатые пары загружались закручиванием упругого валика с использованием мерных грузов и рычагов, смазка осуществлялась окунанием колес в машинное масло «СУ», заливаемое в редукторы. Мощность электродвигателя, приводящего нагруженные колеса во вращение, необходима только для компенсации потерь в редукторах с опытными парами.

Стенд оснащен клиноременной передачей для регулирования скорости при приработке зубьев. Перестановкой шестерен и колес, имеющих одинаковые посадочные отверстия, а также сменой электродвигателей можно изменять рабочую скорость колес. Кроме того, стенд оснащен дополнительным двигателем для измерений реактивного момента, уравновешенным на опорных катках.

Из опыта по испытаниям передач Новикова известно, что нагрузочная способность их в основном ограничивается изломной прочностью зубьев, в то время как в эвольвентных передачах со средней твердостью зубьев ограничивающим фактором является контактная прочность поверхностей зубьев. Поэтому, с учетом известных работ [1, 2, 3, 4], следовало ориентироваться на сравнение предельных нагрузок из условия излома зубьев передач Новикова с предельными нагрузками из условия контактной прочности поверхностей эвольвентных зубьев. Основываясь на опыте исследователей [2, 5, 6], за базу испытаний опытных зубчатых пар приняли $N_{ц\,1}=10$ *млн* циклов нагружений (отдельные пары испытывались и при большем числе циклов). При этом для эвольвентных пар за предельную принята такая нагрузка, при которой оспины выкрашивания распространяются по всей рабочей поверхности ножек зубьев шестерни, как рекомендовано исследованиями косозубых передач [7]. Единичные опыты на излом зубьев проводились и при базе 1—2 *млн* циклов для уменьшения влияния контактного выкрашивания на ослабление зубьев. Предельным состоянием зубьев пар Новикова приняты излом их или крупные раковины.

Для исследований было изготовлено 39 пар с зацеплением Новикова и 26 эвольвентных, причем примерно половина общего числа пар выполнена с модулями 3 *мм*, поскольку по предварительным прочностным расчетам по известной методике [4] следовало ожидать наибольшую прочность пар Новикова при данном модуле. Наибольшее число испытаний проведено с зуб-

чатыми парами этого модуля; опыты с зубчатыми парами других модулей проводились и оценивались как сравнительные по отношению к ним.

Поиски критериев нагрузочной способности зубчатых передач показали [10], что окружное усилие P определяется в первую очередь начальным диаметром шестерни D_1 и шириной венцов B, т. е. удельная нагрузка на шестерне может служить удобным критерием для сравнения загруженности передач. В качестве характеристики экспериментальных зубчатых пар принята удельная нагрузка шестерни

$$q = \frac{P}{BD_1} = \frac{2M_1}{BD_1^2},$$

от которой легко перейти и к крутящему моменту на шестерне M_1. Эта же характеристика используется и при ускоренных испытаниях зубчатых передач ступенчатым нагружением [8].

В экспериментах наблюдалось и периодически фиксировалось на фотопленку состояние поверхностей зубьев без разборки редукторов, для чего в корпусах редукторов предусмотрены съемные крышки из оргстекла. Температура масла не превышала 65—85° С, при этом в корпусе с парами Новикова она была обычно на 12—15° ниже, чем в корпусе с эвольвентными парами.

Приведем краткую характеристику зубчатых поверхностей эвольвентных пар с модулем 3 *мм* по некоторым опытам, при этом считаем q и HB в $Мн/м^2$, $N_{ц1}$ в *млн* циклов шестерни.

Опыт 1. $HB=2030$; $q=2{,}37$; $N_{ц1}=1{,}15$. Прогрессивное выкрашивание с выходом оспин на головки зубьев.

Опыт 2. $HB=2030$; $q=2{,}06$; $N_{ц1}=3{,}3$. Усталостное выкрашивание на высоте ножек зубьев шестерни и колеса; раковины на головках зубьев колеса размером до 5 *мм* (рис. 1, *а*).

Опыт 3. $HB=2080$; $q=1{,}745$; $N_{ц1}=4{,}5$. На ножках зубьев шестерни цепочка крупных оспин до 1,5 *мм* в поперечнике; на зубьях колеса оспины выходят и на головки (рис. 1, *б*). При $N_{ц1}=5$ состояние зубьев ухудшилось, появились раковины размером до 5 *мм* (рис. 1, *в*).

Опыт 4. $HB=2060$; $q=1{,}57$; $N_{ц1}=7$. Усталостное выкрашивание на зубьях шестерни и колеса по высоте ножек зубьев; на головках зубьев заметно слияние оспин в раковины размером до 2 *мм* (рис. 1, *г*).

Опыт 5. $HB=2110$; $q=1{,}501$; $N_{ц1}=6$. Усталостное выкрашивание по высоте ножек зубьев шестерни. При $N_{ц1}=8{,}2$ сильный

износ зубьев; выкрашиванием поражены все ножки зубьев (рис. 1, *д*, *е*).

Опыт 6. $HB=2080$; $q=1{,}51$; $N_{ц1}=5{,}4$. Усталостное выкрашивание на зубьях шестерни и колеса по высоте ножек; оспины зубьев колеса меньших размеров (рис. 1, *ж*). При $N_{ц1}=9$ поверхности зубьев колеса пришли в такое же состояние, как и у шестерни. При $N_{ц1}=12{,}8$ появились оспины выкрашивания и поперечные риски на головках зубьев (рис. 1, *з*, *и*).

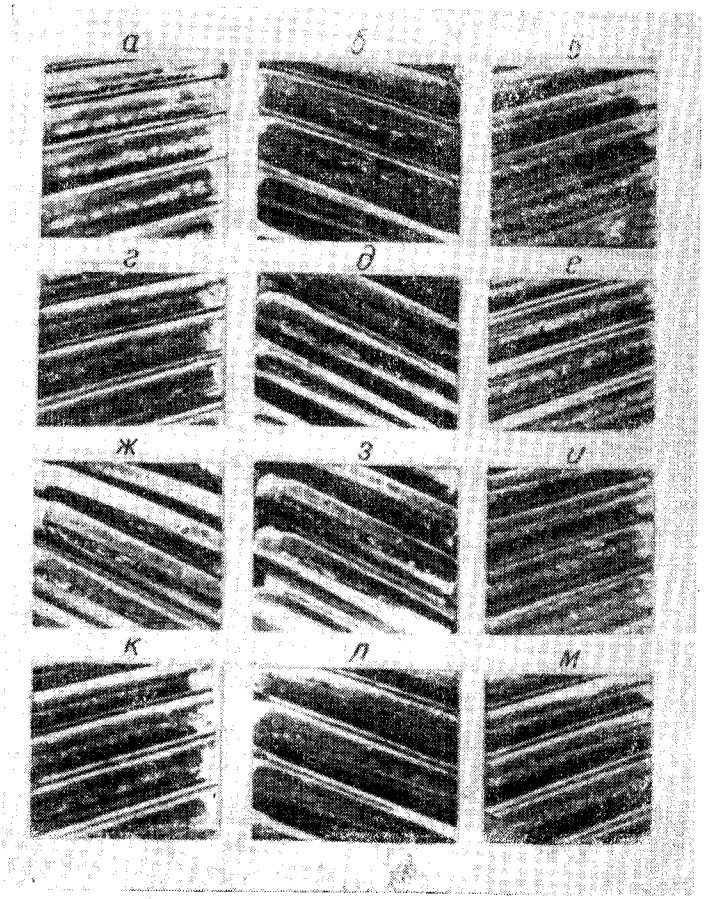


Рис. 1. Состояние поверхностей зубьев опытных эвольвентных передач с модулем 3 *мм*

Опыт 7. $HB=2110$; $q=1{,}47$; $N_{ц1}=14$. Оспины выкрашивания по всей высоте ножек зубьев (рис. 1, *к*).

Опыт 8. $HB=2130$; $q=1{,}141$; $N_{ц1}=7$. Оспины выкрашивания почти по всей высоте ножек зубьев шестерни; на ножках зубьев колеса мелкие оспины. При $N_{ц1}=15{,}3$ повышенный износ зубьев шестерни, видны поперечные заглаженные бороздки.

Опыт 9. $HB=2030$; $q=1{,}0$; $N_{ц1}=12$. Усталостное выкрашивание в виде мелких оспин на ножках зубьев шестерни и колеса. При $N_{ц1}=18{,}3$ выкрашивание в виде цепочки почти на 40% площади ножек зубьев (рис. 1, *л*, *м*).

Приведем краткую характеристику зубьев пар Новикова с модулем 3 *мм* по некоторым опытам.

Опыт 1. $HB=2080$; $q=4{,}22$; $N_{ц1}=2$. Излом зубьев шестерни (рис. 2, *а*).

Опыт 2. $HB_1=2160$; $HB_2=2030$; $q=4{,}22$; $N_{ц1}=2{,}6$. Излом зубьев колеса; на поверхностях зубьев шестерни сливающиеся раковины.

Опыт 3. $HB=2060$; $q=3{,}73$; $N_{ц1}=3{,}2$. Излом зубьев шестерни, раковины (рис. 2, *б*). После замены шестерни и приработки с прежним колесом при $N_{ц1}=2{,}2$ излом зубьев колеса (рис. 2, *в*), на зубьях шестерни раковины.

Опыт 4. $HB=2130$; $q=3{,}33$; $N_{ц1}=5$. Излом зубьев шестерни (рис. 2, *г*). После замены шестерни при $N_{ц1}=3{,}2$ излом зубьев колеса (рис. 2, *д*).

Опыт 5. $HB=2060$; $q=3{,}04$; $N_{1ц}=14$. Выкрашивание поверхностей зубьев шестерни в виде крупных раковин (рис. 2, *е*).

Опыт 6. $HB=2060$; $q=2{,}96$; $N_{ц1}=16{,}2$. Выкрашивание поверхностей зубьев шестерни (рис. 2, *ж*); заметный износ зубьев колеса.

Опыт 7. $HB=2030$; $q=2{,}94$; $N_{ц1}=7{,}1$. Редкие раковины на зубьях шестерни и колеса; надлом зубьев шестерни (рис. 2, *з*).

Опыт 8. $HB=2080$; $q=2{,}69$; $N_{ц1}=5{,}2$. Поверхности зубьев блестящие; по вершинам зубьев колеса цепочка мелких оспин. При $N_{ц1}=14{,}3$ поверхности зубьев в целом в хорошем состоянии; мелкие оспины завальцовываются. При $N_{ц1}=16{,}8$ поверхности зубьев колеса медленно ухудшаются (рис. 2, *и*); частично пластические деформации.

Опыт 9. $HB=2080$; $q=2{,}8$; $N_{ц1}=5{,}8$. Наплыв металла к вершинам зубьев шестерни; мелкие оспины и шелушение тонких пластинок у вершин зубьев колеса. При $N_{ц1}=8{,}1$ отмечались раковины на одном зубе шестерни (рис. 2, *к*); мелкие оспины и шелушение на зубьях колеса (рис. 2, *л*).

Опыт 10. $HB=2060$; $q=2{,}8$; $N_{ц1}=11{,}2$. Раковины на зубьях шестерни (рис. 2, *м*).

Опыт 11. $HB=2060$; $q=2{,}32$; $N_{ц1}=18$. Поверхности зубьев в хорошем состоянии; мелкие оспины у вершин зубьев колеса не оказывают заметного влияния на работоспособность передачи.

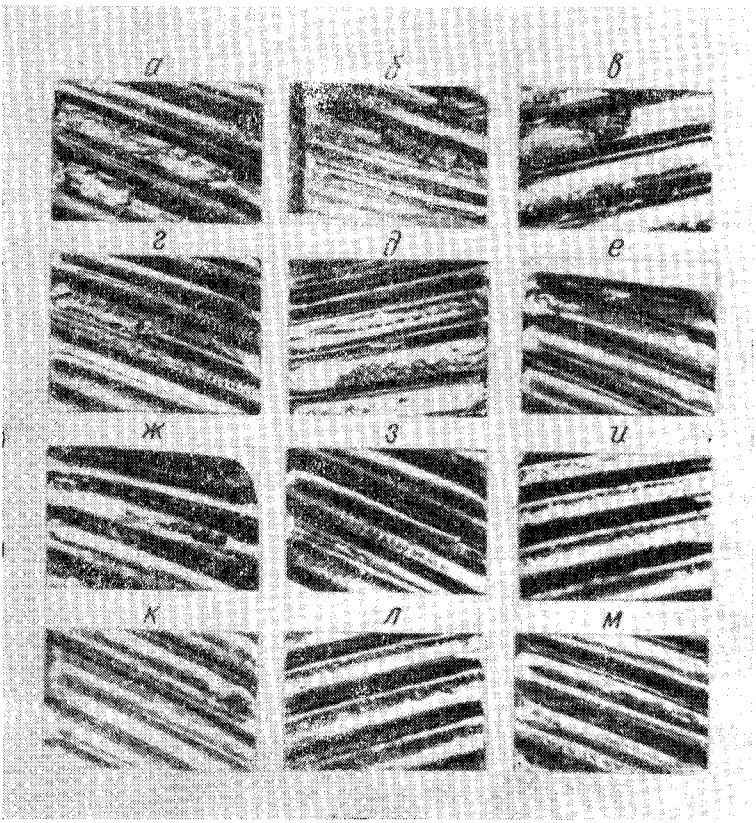


Рис. 2. Состояние зубьев опытных передач Новикова с модулем 3 *мм*

Испытания зубчатых пар Новикова и эвольвентных с модулями 2, 4 и 5 *мм* проводились как сравнительные для выяснения предельных нагрузок в зоне выпрямленных участков кривых усталости зубьев.

Результаты испытаний зубчатых пар даны графиками на рис. 3 и 4 (твердости зубьев колес и шестерен приведены к $HB=2060$ *Мн/м*^{2}). Зубчатые пары с модулем 3 *мм* представлены экспериментальными точками основных опытов, а при

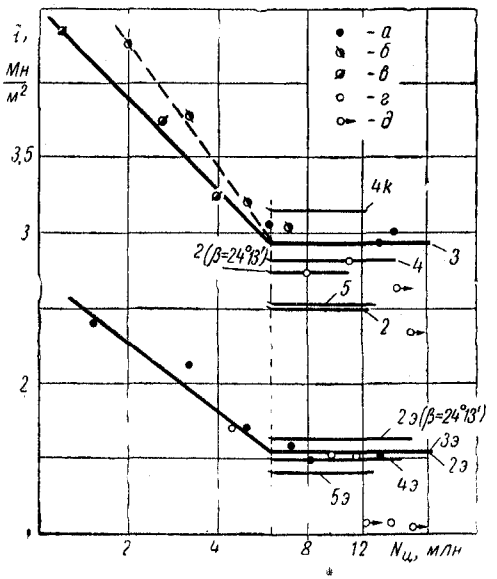


Рис. 3. Усталостные кривые по результатам испытаний передач Новикова и эвольвентных. При модулях 3 *мм* нанесены точки:
а — выкрашивание поверхностей зубьев или раковины; *б* — излом зубьев шестерни; *в* — излом зубьев колеса; *г* — повреждений нет; *д* — нагрузка недостаточна

других модулях показаны лишь горизонтальные участки кривых. Числами на кривых (рис. 3 и 4) указаны модули в миллиметрах. Буквой *э* отмечены модули эвольвентных пар, буквой *к* — модули пар Новикова с контурами ЛенСНХ [9] при глубине захода зубьев 1,2 *m*, точки без обозначений относятся к передачам с контурами ЗИП.

Несущая способность эвольвентных зубчатых пар при данных твердостях зубьев ограничивается контактным выкрашиванием зубчатых поверхностей. Предельной нагрузкой эвольвентных пар с модулем 3 *мм* при $HB=2060$ *Мн/м*^{2} выявлена

$q = 1{,}53$ *Мн/м²*. Из опытов следует, что в качестве длительно допустимой нагрузки для этих пар может быть принята $q_k = 1{,}055$ *Мн/м²* с соответствующим моментом на шестерне $M_{1k} = 124{,}5$ *н·м*, т. е. примерно в 1,45 раза меньше предельных рекомендуемых методикой [4] значений.

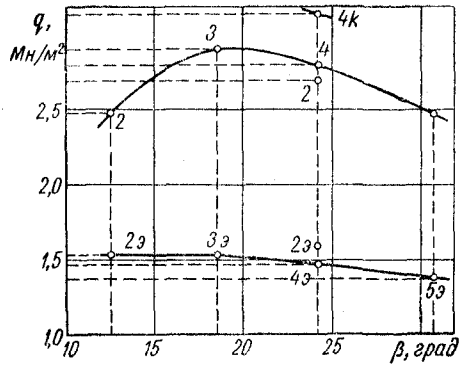


Рис. 4. Зависимость предельных нагрузок от углов наклона зубьев передач Новикова и эвольвентных

Для эвольвентных пар с модулем 2 *мм* при $\beta = 12°34'40''$ предельная контактная нагрузка оказалась примерно такой же, как и для пар с модулем 3 *мм*. При $\beta = 24°13'$ длительная предельная нагрузка выше на 5—8%; эти зубчатые пары работали с наименьшим шумом и с лучшей плавностью хода.

Зубчатые пары с модулем 4 и 5 *мм* имели меньшую контактную прочность, чем пары с модулем 3 *мм*, соответственно, на 4—5 и 8—9%. Данные пары имели несколько повышенную склонность к развитию раковин на поверхности головок зубьев.

Длительной предельной нагрузкой зубчатых пар Новикова с модулем 3 *мм* выявлена $q = 2{,}91$ *Мн/м²*, что превышает предельную нагрузку таких же эвольвентных пар в 1,9 раза. Длительно допустимой нагрузкой для этих пар может быть принята $q_и = 2{,}01$ *Мн/м²* с соответствующим моментом на шестерне $M_{1и} = 238$ *н·м*; в контрольном опыте при $q = 2{,}32$ *Мн/м²* передача без существенных повреждений работала до $N_{ц1} = 18$ *млн.* При данной твердости зубьев $HB = 2060$ *Мн/м²* и при исходном контуре опытных передач с передаточным числом $i = 2$ предель-

ная нагрузка по контактной прочности и по условиям изломной стойкости зубьев примерно одинакова. Изломы зубьев колес на наклонном участке усталостной кривой происходили при несколько меньшем числе циклов, чем зубьев шестерен (рис. 3, пунктир). При более высокой твердости зубьев нагрузочная способность подобных передач будет ограничена в основном их изломной прочностью.

Для пар Новикова с модулем 2 *мм* и при $\beta = 12°34'40''$ предельная нагрузка, ограниченная изломами зубьев, примерно на 15% ниже, чем для пар с модулем 3 *мм*. Опыты с парами при модуле 2 *мм* и угле $\beta = 24°13'$ (с удвоенным коэффициентом осевого перекрытия) не показали заметного повышения нагрузочной способности при $N_{ц\,1} = 5—8$ *млн*. В некоторых случаях отмечалась склонность к заеданию зубьев, однако эти пары работали с наименьшим шумом. Предельная длительная нагрузка для них несколько выше, чем для пар того же модуля с углом наклона $\beta = 12°34'40''$, но на 6—8% ниже, чем для пар с модулем 3 *мм*.

Опыты с парами при модулях 4 и 5 *мм* показали, что предельная нагрузка в основном ограничивается выкрашиванием поверхностей зубьев в виде крупных раковин; существенной помехой в повышении нагрузок являлось заедание зубьев по краям (на входе в зацепление и на выходе из него). Попытки выправить получившееся заедание приработкой с малой скоростью и с пониженной нагрузкой положительных результатов не давали. Поверхности очищались, но затем при обычном режиме плавность хода не улучшалась. В целом для пар с модулем 4 *мм* предельная нагрузка на 3—4% ниже, чем для пар с модулем 3 *мм*; для пар Новикова с модулем 5 *мм* подобное уменьшение предельной нагрузки составляет 14—15%.

Пары с модулем 4 *мм* при контурах ЛенСНХ по качественному поведению зубчатых поверхностей не отличались от пар того же модуля при контурах ЗИП. Зубья колес начинали разрушаться в основном с вершин. Длительная предельная нагрузка этих пар с глубиной захода зубьев в 1,2 *m* ограничивалась выкрашиванием и была примерно на 12—15% выше соответствующей нагрузки таких же пар с контурами ЗИП при глубине захода зубьев в 0,9 *m*.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришель И. Н. Влияние отклонения межцентрового расстояния на нагрузочную способность зубчатых передач с зацеплением Новикова. Вестн. машиностроения, 1959, № 5.

2. Гришель И. Н. О влиянии угла наклона зубьев на несущую способность зубчатой передачи М. Л. Новикова. Сб. «Пути снижения габаритов и веса зубчатых передач». ЛКВВИА им. А. Ф. Можайского, 1959.

3. Громан М. Б. Исследование и освоение зубчатой передачи с зацеплением М. Л. Новикова. Сб. «Технология угольного машиностроения», Углетехиздат, 1959, № 3.

4. Кудрявцев В. Н. К вопросу о зацеплении Новикова. Сб. «Исследование и освоение зубчатой передачи с зацеплением Новикова». Изд-во АН СССР, 1960.

5. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. Машгиз, 1957.

6. Трубин Г. К. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен. Машгиз, 1950.

7. Шулейко Б. С. Пути повышения нагрузочной способности косозубых передач. Сб. «Пути снижения габаритов и веса зубчатых передач». ЛКВВИА им. А. Ф. Можайского, 1959.

8. Иванов И. П. Испытание зубчатых передач ускоренным методом. Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1963, № 8.

9. Контуры исходные для профилирования инструмента, нарезающего зубчатые колеса с зацеплением М. Л. Новикова с симметричным и несимметричным профилем зубьев. Сб. «Руководящие технические материалы ЛенСНХ 1-60 и 2-60». ЦБТИ, 1960.

10. Richter W., Ohlendorf H. Konstruktion, 1959, № 11.