

Выводы

Результаты расчетов показывают, что при учете сжимаемости рабочей жидкости процесс подъема стрелы сопровождается колебаниями. Влияние сжимаемости рабочей жидкости на движение поворотного основания сказывается в меньшей степени. Наибольшее влияние сжимаемости рабочей жидкости проявляется в начальный период движения стрелы и поворотного основания. Таким образом, математическая модель движения стрелы и поворотного основания лесопогрузчика позволяет на стадии проектирования исследовать влияние сжимаемости рабочей жидкости на динамику навесного оборудования, а также выбрать оптимальные значения параметров привода.

Литература

1. Кондрашов П.М., Мельников В.Г. Нетрадиционный метод автоматизации поочередного включения исполнительных механизмов // Вестн. Крас. гос. техн. ун-та. 2000. № 18. С. 16-20.

2. Щеглов Е.М. Снижение динамических нагрузок в гидроприводе лесопогрузчика: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2001. 24 с.

3. Абрамов В.В. Повышение работоспособности гидрофицированных самоходных машин дегазацией рабочей жидкости: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2000. 23 с.

References

1. Kondrashov P.M., Melnikov V.G. Beyond traditional automation method of time-shared switching of actuating mechanisms. // Vestn. Kras. gos. tehn. un-ta. 2000. № 18. P.16-20.

2. Sheglov E.M. Reducing dynamical loads in hydraulic drive of timber loader. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Science (author's abstract). Krasnoyarsk, 2001. 24 p.

3. Abramov V.V. Increasing the working capacity of hydroficated self-propelled machines by working liquid degasification. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Science (author's abstract). Krasnoyarsk. 2000. 23 p.

УДК 621.01

Выбор конструктивных параметров РК-3 профильных соединений для различных условий эксплуатации

Е.А. Рожкова

Забайкальский институт железнодорожного транспорта, ул. Магистральная 11, Чита, Россия

helenuys@mail.ru

Статья поступила 12.12.2013, принята 16.02.2014

К числу основных направлений хозяйственной деятельности в Российской Федерации можно отнести развитие и внедрение современной техники, отвечающей всем требованиям мировых стандартов. Поэтому, в частности, перед машиностроением поставлены задачи повышения качества, надежности, экономичности и производительности, уменьшения шума и вибраций разрабатываемых механизмов, их отдельных узлов, и деталей машин. Решением поставленных задач является использование технологичных соединений деталей машин, имеющих, по сравнению с традиционными, ряд конструктивных, технологических и эксплуатационных преимуществ. Примером подобных конструкций являются РК-профильные соединения (профильные соединения с равноосным контуром) с числом граней, равным трем. Работоспособность и надежность РК-профильных соединений с натягом определяется их прочностью, то есть способностью элементов сопротивляться их относительному смещению в процессе эксплуатации. С целью определения работоспособности РК-профильного соединения с натягом по критерию прочности необходимо определить напряжения и деформации, возникающие во втулке с РК-профильным отверстием от действия РК-профильного вала, установленного в ступицу с натягом. В статье рассмотрена методика расчета и конструирования РК-профильных соединений с натягом, заключающаяся в определении растягивающих и сжимающих напряжений, возникающих в ступице, и сравнении с допускаемыми значениями напряжений. Также наиболее важной задачей является определение ее перемещения в радиальном направлении, поскольку от этого зависят величина радиального биения и нормальная работа зубчатых и клиноременных передач. По результатам расчетов даны рекомендации по выбору и назначению конструктивных параметров РК-профильных соединений для различных условий эксплуатации.

Ключевые слова: РК-профильный вал, РК-профильное отверстие, натяг, конструктивные параметры.

Choosing design parameters of the profile connections with three-edged equiaxed shape for different working conditions

E.A. Rozhkova

Trans-Baikal Railway Transport Institute, 11 Magistralnaya St., Chita, Russia
helenuys@mail.ru

Received 12.12.2013, accepted 16.02.2014

One of the principal directions of economic activity in the Russian Federation is the development and implementation of the modern technology, meeting all the world standard requirements. Therefore, some tasks are given to mechanical engineering, in particular, to increase quality, reliability, economy and capacity, to reduce noise and vibration of mechanisms under development, their separate units and machine components. The decision is to use technological joints of machine components, having, in contrast with traditional ones, a number of better design factors, technological and working advantages. Profile connections with three-edged equiaxed shape serves as an example of such designs. Working capacity and reliability of profile connections with equiaxed shape under negative allowance is determined by their strength, that is to say it is an ability of elements to resist to their relative displacement while in operation. To determine the working capacity of profile connections with equiaxed shape under negative allowance according to the strength criterion, it is necessary to determine the stresses and deformations, arising in bushing with equiaxed shaped hole due to the operation of the profiling roll with equiaxed shape installed in hub under negative allowance. The article is concentrated upon calculation and design methods for profile connections with equiaxed shape under negative allowance, consisting in determining tensile and compressive stresses in hub and in comparing with assumed values of stresses. Also the most important task is to determine hub displacement in radial direction so long as the radial runout value and proper operation of the toothed and V-belt transmissions depend on it. Recommendations about choosing and setting design parameters of the profile connections with equiaxed shape for different working conditions has been given on the calculation results.

Keywords: profiling roll with equiaxed shape, equiaxed shaped hole, negative allowance, design factors.

Введение. Профильное соединение – это подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму плавной замкнутой кривой, отличной от окружности. Эти соединения могут быть с гарантированными зазором или натягом, а также с переходными посадками [1].

В последнее время в ряде промышленных стран (Российской Федерации, Германии, Венгрии и др.) нашли применение моментопередающие РК-профильные соединения (профильные соединения с равноосным контуром). В практике машиностроения зарубежных стран РК-профильные соединения используются в коробках скоростей и гитарах токарных полуавтоматов, выпускаемых фирмами «Pittler», «Vamessberger», в двигателях строительных машин «Volvo», кузнечно-прессовом оборудовании и др.

Профильные соединения с равноосным контуром могут быть использованы как в силовых механизмах для передачи большого крутящего момента, так и в кинематических – для точной передачи вращательного движения при относительно небольших значениях крутящего момента, а также в реверсируемых механизмах.

Достаточно хорошо исследованы неподвижные разборные РК-профильные соединения с гарантированным зазором с числом граней, равным трем. В работах профессора М.Г. Косова, А.И. Тимченко, доцента Н.С. Индакова, В.А. Ильиных разработаны основы технологии изготовления РК-профильных соединений с числом граней, равным трем, а также методика расчета на контактную жесткость, прочность, износ и точность неподвижных неревверсируемых РК-профильных соединений.

Несмотря на значительные результаты, в области изучения напряжений и деформаций при контактном взаимодействии твердых тел разнообразных форм остается нерешенным ряд задач, представляющих научный и практический интерес. Как показал анализ теоретических и экспериментальных исследований неподвижных разъемных и неразъемных соединений (цилиндрических, профильных), остаются нерешенными задачи, в частности, по выбору геометрической формы контурных кривых, величины натяга профильных неподвижных неразборных соединений с равноосным контуром. Известные из теории упругости решения подобных задач не могут быть непосредственно использованы в рассматриваемом случае вследствие особенности, а именно, формы поперечного сечения деталей соединения, представленной в виде замкнутой контурной кривой с равноосным контуром.

Согласно работам [6] контурные кривые профильных соединений можно разделить на два вида: непрерывные и прерывные (срезанные).

В машиностроении наиболее часто применяются следующие профильные соединения: с тремя гранями (РК-3); с тремя срезанными (РК_с-3); с четырьмя срезанными (РК_с-4) и с пятью гранями (РК-5 и РК_с-5).

В традиционном цилиндрическом исполнении РК-профильные соединения могут быть изготовлены с различными посадками. В работе [3] доказана возможность использования РК-профильных соединений с числом граней, равным трем, в качестве неподвижных неревверсируемых для посадок с гарантируемым зазором типа $\frac{H 7}{g 6}$; $\frac{H 7}{f 7}$; $\frac{H 7}{e 8}$. Соединения с зазором являются разборными, что обеспечивает их многократ-

ную сборку и демонтаж. Анализ работ [2, 3] показывает, что, несмотря на значительные преимущества РК-профильных соединений по сравнению с традиционными, область применения моментопередающих соединений РК-3, РК-5, а также их модификаций РК_c-3 и РК_c-5, выполненных по посадкам с гарантированным зазором, ограничивается знакопостоянной нагрузкой. В случае знакопеременной нагрузки необходимо использовать соединения с натягом. Как показывает анализ последствий и опыт промышленности по эксплуатации цилиндрических соединений с натягом, в ряде случаев, а именно, в условиях динамического нагружения, нередко случаи потери соединением несущей способности, выражающиеся в осевом или окружном сдвиге деталей соединения [5]. В этих условиях (а при динамических нагрузках работает более 60 % всех соединений с натягом) прочность соединений обеспечивается путем многократного увеличения натяга за счет конструктивных и технологических изменений, а также введением дополнительных крепежных элементов, что увеличивает себестоимость изготовления соединений от 20 до 100 % [5], а также ведет к увеличению концентрации напряжений. Недостатком прессовых цилиндрических соединений является то, что, в зависимости от предписанной величины натяга, прессовые соединения либо демонтируются с трудом, либо оказываются неразборными, что затрудняет замену поврежденных или изношенных деталей и увеличивает время и стоимость ремонтных работ. Это обстоятельство, а также неизбежные при изготовлении соединений с гарантированным натягом высокие относительные затраты из-за необходимости узких полей допусков, приводят к тому, что РК-профильные соединения могут быть заменой для соединений, передающих момент цилиндрическими поверхностями, а именно соединений с натягом.

Огромный вклад в разработку технологичного обеспечения изготовления профильных соединений и средств контроля внесли отечественные ученые Н.М. Карелин, Л.С. Борович, А.И. Тимченко, Н.С. Индаков, Н.В. Зенин и другие, а также их зарубежные коллеги – Р. Мюзиль (R. Musyl), Ф. Данцер (F. Danzer) и другие.

В настоящее время научно обоснован новый технологический метод, а именно: торцевое высокоскоростное фрезерование пальцевой фрезой на станках с ЧПУ и оценка точности профильных поверхностей с применением координатно-измерительных машин [2].

Вместе с этим существуют ограничения в применении профильных соединений взамен цилиндрических соединений с гарантированным натягом. Прежде всего, несмотря на то, что посадки с натягом широко распространены в машиностроении, порядка 12÷35 % узлов машин имеют неподвижные соединения типа тел вращения, и в условиях динамического нагружения прочность соединения, как сказано выше, обеспечивается путем значительного увеличения натяга, что существенно увеличивает затраты на изготовление.

Как следует из работы [5], в условиях динамических нагрузок работает более 60 % всех соединений с гарантированным натягом, в то же время, необходимо отметить, что в условиях периодической знакопеременной нагрузки при передаче крутящего момента работает до

14 %, а при передаче крутящего момента и изгибающего момента – до 18 % соединений с натягом.

Использование РК-профильных соединений, выполненных по посадке с зазором, возможно, но при существенных ограничениях функционального использования. Во-первых, это связано со значительными распорными усилиями, которые вызывают собственную деформацию втулки в силу малых площадей контакта и, как следствие, радиальное биение. Во-вторых, как показано в работах [3, 4], в процессе эксплуатации РК-профильного соединения, выполненного по посадке с зазором, возникает фреттинг-износ. Это приводит к образованию лунок на контактирующих поверхностях, потере точности соединения и его несущей способности. В-третьих, передача знакопеременной нагрузки также приводит к возникновению ударов, связанных с выбором окружного зазора, потере точности соединения и в целом кинематической точности цепи, а также пластическим деформациям формы отверстия в ступице, выполненной способом протягивания. В то же время, существует реальная возможность применения РК-профильных соединений, выполненных по посадке с натягом, взамен цилиндрических с целью повышения эксплуатационной надежности неподвижных соединений.

Суть данной работы состоит в решении следующей задачи: определение законов распределения геометрических натягов, а также определение закона изменения погонной нагрузки, действующей по контуру профильной кривой, в случае, когда ступица насаживается с натягом на вал [7]. Для решения данной задачи была разработана методика расчета, основанная на базе MathCAD. Алгоритм расчета состоит из следующих процедур действий. На основе диссертационных исследований доцента В.А. Ильиных [3] была получена зависимость угла упругого внедрения $\Delta\varphi$ от крутящего момента $M_{кр}$ при расчете РК-профильного соединения с минимальным зазором. Для аналитического отображения производилась «оцифровка» данной графической зависимости. Был получен массив данных. Затем производилась аппроксимация графиков по методу наименьших квадратов (МНК) при помощи подобранных математических функций. Далее, по основным параметрам равноосного контура (расчетный диаметр, равный 50 мм, эксцентриситет, равный 1,8 мм, количество граней (кратность), равное трем, и угловой параметр профиля $\varphi = 0,001..2\pi(\text{rad.})$) выводились уравнения РК-3 профильной кривой в параметрическом виде в координатах XU , а затем в полярных координатах $\rho(\varphi)$. После расчета РК-3 профильной кривой проверялось построение контура РК-профиля. Задавались параметрические матрицы вышеуказанных посадок с натягом РК-профильного соединения диаметром 50 мм и определялись радиальный и нормальный натяги (мкм) в соединении при нагрузке. Была получена зависимость нормального натяга в соединении от крутящего момента, прикладываемого к РК-3 профильному соединению. Аппроксимировался график натяга по методу наименьших квадратов для интервала значений крутящего момента: 5 Н·м, 40 Н·м, 80 Н·м, 120 Н·м, 160 Н·м, 200 Н·м. Как показал анализ результатов, геомет-

рический нормальный натяг после приложения нагрузки изменяется по гармоническому закону вида:

$$N(\varphi) = A_{ni} \cdot \cos(3 \cdot \varphi + \psi_i) + N_r, \quad (1)$$

где A_{ni} – амплитуда аппроксимации натяга в мкм, N_r – геометрический нормальный натяг в соединении до приложения нагрузки, мкм; ψ_i – фаза аппроксимации натяга в рад.; $\varphi = 0,001 \cdot 2\pi(\text{рад.})$ – угловой параметр профиля.

С целью определения работоспособности РК-профильного соединения с натягом по критерию прочности необходимо определить напряжения и деформации, возникающие во втулке с РК-профильным отверстием от действия РК-профильного вала, установленного в ступицу с натягом [7].

Расчетная схема РК-профильного соединения от действия крутящего момента представлена на рис. 1.

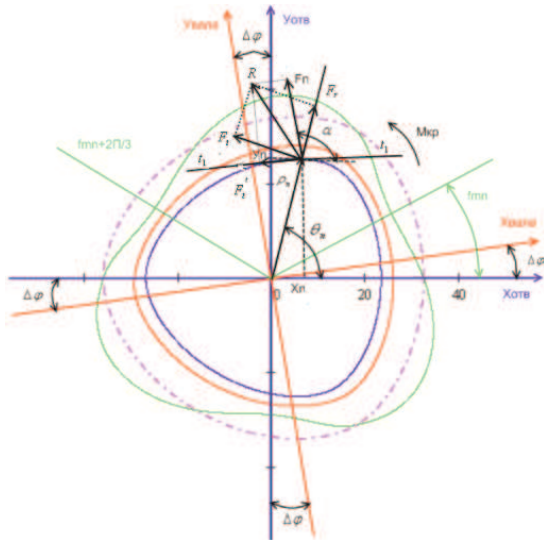


Рис. 1. Расчетная схема РК-профильного соединения от действия крутящего момента для одной зоны контакта

Зная данный закон, можно определить точку приложения равнодействующей нормальной силы. Задача сводится к определению координат центра тяжести зоны эпюры натягов через определение координат центра тяжести криволинейной трапеции. Для этого необходимо определить границы и площадь эпюры натягов в РК-профильном соединении, а также зависимость распределенной нагрузки по контуру РК-профильной ступицы при действии крутящего момента. Для решения данной задачи была разработана методика расчета, основанная на базе MathCAD [8]. Равнодействующая нормальная сила определяется по формуле:

$$F_n = \int_{f_{mn}}^{f_{mn0} + \frac{2\pi}{3}} \frac{1}{k} \cdot N(\varphi) \cdot p(\varphi) d\varphi \quad (2)$$

где $k = 0,00168$ мкм/МПа или $k = 0,0168$ мкм/кгс/мм² – коэффициент контактной податливости (учитывает шероховатость и обработку материала)

Опираясь на работы [3, 4], принимаем при составлении расчетной схемы ряд допущений, а именно: по

наружной цилиндрической поверхности втулки действует крутящий момент, по поверхности отверстия действует неравномерно распределенная нагрузка по установленному закону (1). Приведенная расчетная схема является приближенной, т. к. данная задача решается в плоской постановке и в общем случае нагружения, кроме крутящего момента, на ступицу действуют также радиальная и осевая силы. Кроме этого, приближенно определяем закон изменения погонной нагрузки. Интенсивность погонной нагрузки принята через коэффициент контактной податливости согласно работам Д.Н. Решетова и З.Н. Левиной. При этом принято допущение, что деформация в зоне натяга лежит в пределах пропорциональности.

Вполне очевидно, что решение задачи по определению напряжений от действия погонной нагрузки может быть сведено к задаче по определению напряжений во втулке от действия трех симметрично расположенных сосредоточенных сил F_r , направленных вдоль радиус-вектора ρ_n , и трех окружных сосредоточенных сил F_t , направленных перпендикулярно к нему. Как принято в работе Л.С. Боровича [9], при расчете втулки на изгиб можно пренебречь силами F_t в силу того, что момент, который они создают, полностью уравнивается крутящим моментом M_k , передаваемым соединением.

Для решения данной задачи прежде всего необходимо определить величины равнодействующих сил F_r , действующих по трем граням РК-профильной втулки. Используя формулу для определения интенсивности распределения нагрузки по граням соединения через коэффициент контактной податливости, можно рассчитать величину F_r как интегральную сумму удельных давлений $q_r(\varphi)$, действующих на удельных площадках контакта dA по всей поверхности контакта.

Следует отметить, что в решении задачи по определению напряжений и деформаций втулка с РК-профильным отверстием устанавливалась на РК-профильный вал с зазором, поэтому в качестве коэффициента f принимался коэффициент трения скольжения. При решении задачи с натягом корректнее использовать формулу, полученную в работе [3] для определения связи между тангенциальными и нормальными силами через коэффициент пропорциональности f_{np} .

Равнодействующая радиальная сила определяется по формуле [8]:

$$F_r = \frac{1}{k} \cdot \sqrt{1 + f_{np}^2} \cdot \int_{0 + \frac{\pi}{2}}^{\frac{2\pi + \pi}{3}} \rho(\varphi) \cdot [A_{ni} \cdot \cos(3\varphi + \psi_i) + N_r] \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \mu(\varphi) + \arctg f_{np}\right) d\varphi \quad (3)$$

Далее были рассчитаны максимальный изгибающий момент в сечении втулки, а также наибольшие нормальные напряжения σ_1 и σ_2 . Причем в верхних волокнах втулки будут иметь место наибольшие растягивающие напряжения σ_1 , а в нижних волокнах – наибольшие сжимающие напряжения σ_2 .

В результате расчетов были получены следующие зависимости:

В результате исследования определены наибольшие растягивающие и сжимающие напряжения от действия равнодействующей радиальной силы для различных соотношений $n = \frac{D}{D_m}$. Установлен нелинейный характер изменения растягивающих и сжимающих напряжений в зависимости от нагрузки для различных посадок с натягом.

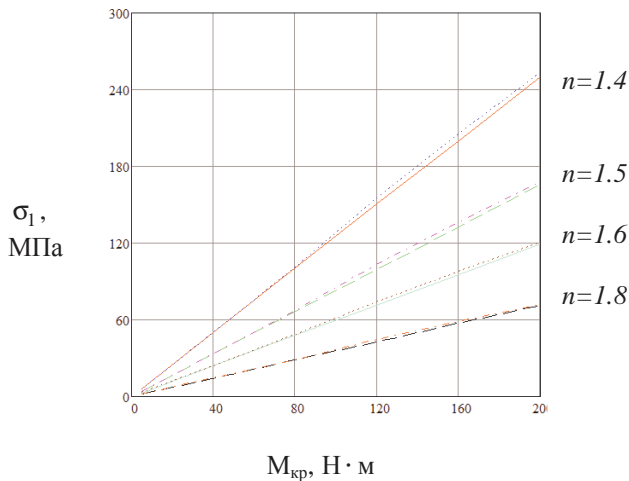


Рис. 2. Растягивающие напряжения, посадка Н7/г6

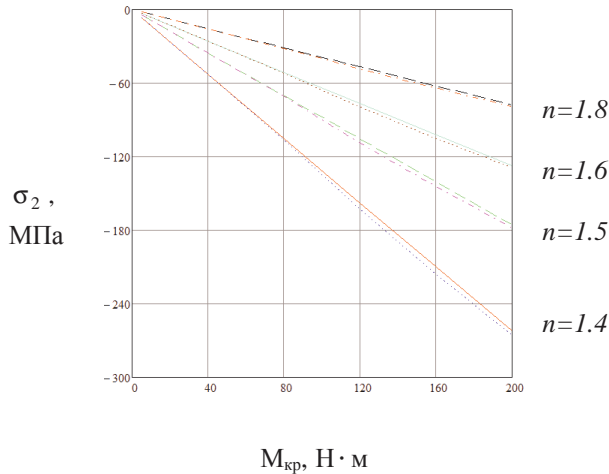


Рис. 3. Сжимающие напряжения, посадка Н7/г6

Основной задачей расчета соединений является обеспечение ее прочности в условиях эксплуатации. Прочность соединения считается обеспеченной, если во всех поперечных сечениях напряжения меньше предела прочности. Нагрузки, напряжения в соединениях деталей машин и предел прочности материала нельзя установить совершенно точно, поэтому необходимо, чтобы наибольшие напряжения, полученные в результате расчета, не превышали некоторого значения, меньшего предела прочности, называемого допускаемым напряжением.

Условие прочности [10]:

$$\sigma \leq [\sigma],$$

где σ – наибольшее по абсолютной величине сжимающее или растягивающее расчетное напряжение для материала конструкции; $[\sigma] = 250$ МПа – допускаемое напряжение на растяжение и сжатие для углеродистых конструкционных сталей [10]; $[\sigma] = 400$ МПа – допускаемое напряжение на растяжение и сжатие для легированных конструкционных сталей [10].

В результате расчетов установлено, что прочность РК-профильных соединений будет обеспечена, если для изготовления деталей соединения будут применяться легированные конструкционные стали 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45ХЦ, 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ, 12ХНЗА, 25ХГНМ. Углеродистые конструкционные стали возможно использовать при изготовлении деталей РК-профильных соединений при условии, что соединение будет эксплуатироваться при крутящих моментах меньше 200 Н·м.

Наиболее важной задачей является также определение ее перемещения в радиальном направлении, поскольку от этого зависят величина радиального биения и нормальная работа зубчатых передач.

Взаимозаменяемость зубчатых передач может быть обеспечена только при условии соблюдения допусков на погрешности зубчатых колес в процессе их изготовления и сборки. В зависимости от характера действия при работе зубчатых колес все погрешности отнесены к четырем группам и регламентированы согласно ГОСТ 1643-81 соответствующими нормами. Одним из показателей точности цилиндрических зубчатых колес по нормам кинематической точности является радиальное биение зубчатого венца.

Радиальное перемещение согласно работам [9] определяется:

$$\delta_{\max} = A_{\delta_{\max}} \cdot \frac{6 \cdot F_r}{B \cdot E}, \quad (4)$$

где $A_{\delta_{\max}}$ – коэффициент, определяется из диаграммы [9]; F_r – равнодействующая радиальная сила; $B = 10$ мм – толщина втулки (ступицы); $E = 2 \cdot 10^6$ кгс/см² – модуль упругости при растяжении.

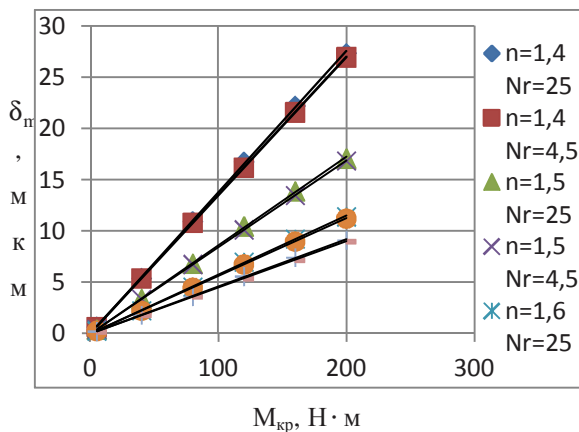
В результате расчетов были получены следующие значения радиальных перемещений для различных посадок с натягом и различных нагрузок (табл. 1).

Для наглядного изображения были построены графики зависимостей радиальных перемещений для различных натягов и $n = 1.4; 1.5; 1.6; 1.8$ для посадки $\frac{H_7}{r_6}$ в зависимости от крутящих моментов (рис. 4).

Действующим стандартом (ГОСТ 1643-81) в зависимости от степени точности величины модуля и размеров цилиндрических зубчатых колес установлены допуски на радиальное биение зубчатого венца. Сравнив расчетные значения радиальных перемещений ступицы РК-профильного соединения с допускаемыми значениями радиального биения зубчатого венца цилиндрических зубчатых колес, установлено, что возможно использовать РК-профильное соединение при $n = 1.4; 1.5; 1.6; 1.8$ для зубчатых передач 7, 8, 9 степени точности. При $n = 1.5; 1.6; 1.8$ для зубчатых передач 6, 7, 8, 9 степени точности.

Значения радиальных перемещений для посадки $\frac{H_7}{r_6}$

Nr, мкм	n	Радиальные перемещения δ_{\max} , мкм					
		Крутящий момент M_i , Н·м					
		$M_1=5$	$M_2=40$	$M_3=80$	$M_4=120$	$M_5=160$	$M_6=200$
4.5	1.4	0.67	5.41	10.83	16.22	21.60	26.98
	1.5	0.42	3.38	6.77	10.14	13.50	16.86
	1.6	0.28	2.25	4.51	6.76	9.00	11.24
	1.8	0.22	1.80	3.61	5.40	7.20	8.99
25	1.4	0.68	5.42	10.95	16.77	22.23	27.36
	1.5	0.42	3.39	6.84	10.48	13.89	17.10
	1.6	0.28	2.26	4.56	6.99	9.26	11.40
	1.8	0.22	1.80	3.65	5.59	7.41	9.12

Рис. 4. Радиальные перемещения, посадка $\frac{H_7}{r_6}$

Допуски радиального биения для шкивов клиноременных передач установлены по ГОСТ 24643-81.

Сравнив расчетные значения радиальных перемещений ступицы РК-профильного соединения с допускаемыми значениями радиального биения шкивов клиноременных передач, установлено, что возможно использовать РК-профильное соединение при $n = 1.4; 1.5; 1.6; 1.8$ для клиноременных передач 7, 8, 9 степени точности, при $n = 1.5; 1.6; 1.8$ – для клиноременных передач 6, 7, 8, 9 степени точности.

Выполненные исследования позволили усовершенствовать теоретические основы обеспечения прочности неподвижных неразъемных профильных соединений с равноосным контуром и создать на их основе методику расчета и конструирования РК-профильных соединений с натягом.

Литература

1. Моргунов А.П. Разработка и обеспечение прочности профильных неподвижных неразъемных соединений: автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. Омск: Ом ГТУ, 1998. С. 16-36.
2. Зенин Н.В., Камсюк М.С. Технологические методы формообразования поверхностей бесшпоночных соединений // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2005. № 9. С. 35-40.
3. Ильиных В.А. Расчет и выбор конструктивных параметров профильных соединений с равноосным контуром: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1987. С. 10-15.

4. Индаков Н.С. Технологическое управление эксплуатационными свойствами РК-профильных соединений: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Брянск, 1979. С. 14-18.

5. Косов М.Г. Моделирование точности при автоматизированном проектировании и эксплуатации металлорежущего оборудования. Автореферат дис. ... д-ра. техн. наук. М.: Станкин, 1986. С. 17-20.

6. Тимченко А.И. РК-профильные соединения и их применение в различных отраслях промышленности // СТИН. 1993. № 2. С. 13-18.

7. Ильиных В.А., Линейцев В.Ю., Рожкова Е.А. Расчет напряженно-деформированного состояния ступицы с РК-профильным отверстием // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 3 (27). С. 69-73.

8. Рожкова Е.А., Ильиных В.А. Расчет на прочность РК-3 профильных соединений с натягом // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 2 (34). С. 17-21.

9. Борович Л.С. Бесшпоночное соединение деталей машин. М., Mashgiz, 1957. С. 120-130.

10. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопrotивление материалов. М.: Высш. шк., 1989. С. 608-609.

References

1. Morgunov A.P. Development and provision of toughness of profile fixed permanent connections. Dissertation for the degree of Doctor of Technical Science (author's abstract). Omsk, Omsk State University Publishing, 1998. P.16-36.
2. Zenin N.V., Kamsyuk M.S. Technological methods of forming the keyless connection surfaces // Sbornik v mashinostroenii i priborostroenii. 2005. № 9. P.35-40.
3. Ilinykh V.A. Calculation and choice of constructive parameters for profile connections with equiaxed shape. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Science (author's abstract). M., 1987. P. 10-15.
4. Indakov N.S. Technological operation of service characteristics for profile connections with equiaxed shape. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Science (author's abstract). Bryansk, 1979. P.14-18.
5. Kosov M.G. Modelling the accuracy by making computer-integrated design of metal cutting equipment. Dissertation for the degree of Doctor of Technical Science (author's abstract). M.: Stankin, 1986. P.17-20.
6. Timchenko A.I. Profile connections with equiaxed shape and their using in different industrial branches. // STIN. 1993. № 2. P.13-18.
7. Ilinykh V.A., Lineychev V.YU., Rozhkova E.A. Calculation of the stress-deformed condition of the hub for profile hole with equiaxed shape // Sovremennyye tehnologii. Sistemyj analiz. Modelirovanie. 2010. № 3 (27). P.69-73.
8. Rozhkova E.A., Ilinykh V.A. Stress calculation of profile connections with equiaxed shape under negative allowance // Sovremennyye tehnologii. Sistemyj analiz. Modelirovanie. 2012. № 2 (34). P.17-21.
9. Borovich L.S. Keyless connection of machine details. M., Mashgiz, 1957. P.120-130.
10. Darkov A.V., Shpiro G.S. Soprotivlenie materialov. M.: Vyssh. shk., 1989. P.608-609.