

УДК 534:621.833

В.Н. Сызранцев, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ, заведующий кафедрой «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности», Тюменский государственный нефтегазовый университет (Тюмень, Россия), e-mail: v_syzrantsev@mail.ru; **А.А. Пазяк**, аспирант, ассистент кафедры «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности», Тюменский государственный нефтегазовый университет (Тюмень, Россия), e-mail: a.a.pazyak@gmail.com

Расчет нагрузочной способности прецессирующей плоскоконической передачи приводов нефтегазового оборудования

Основой подавляющего большинства приводов нефтегазового оборудования является червячная передача. Эксплуатация этих приводов выявила ряд существенных недостатков конструкций данных видов передач: низкий коэффициент полезного действия, ограниченная нагрузочная способность и большой страгивающий момент, что особенно негативно сказывается на надежности оборудования в суровых условиях эксплуатации (районы Крайнего Севера). Альтернативой является использование приводов на основе прецессирующей плоскоконической передачи. Данная передача является основой приводов нового поколения запорной арматуры. Эти передачи обеспечивают высокий КПД, большие передаточные отношения при многопарном контакте зубьев в зацеплении, малый страгивающий момент, плавность в работе, снижение металлоемкости при одинаковой нагрузочной способности. В статье рассматривается решение задачи определения нагрузочной способности прецессирующей плоскоконической передачи с многопарным зацеплением зубьев. Определение нагруженности многопарного зацепления представляет собой задачу раскрытия статической неопределимости системы с односторонними связями. До приложения внешнего крутящего момента число контактирующих пар в передаче неизвестно. Расчет распределенной нагрузки между контактирующими парами зубьев сведен к решению двух уравнений: равновесия и совместности деформаций и перемещений. При раскрытии второго уравнения учтены контактная и изгибная деформации зубьев, функция минимальных зазоров в зацеплении зубьев колес плоскоконической передачи. Представлена методика решения обратной задачи нагруженности передачи. В зависимости от допускаемого контактного напряжения определяется число пар зубьев в зацеплении передачи и устанавливается величина внешнего крутящего момента. Рассмотрен пример расчета несущей способности плоскоконической передачи привода шарового крана.

Ключевые слова: прецессирующая передача, привод, запорная арматура, трубопровод, шаровой кран.

.....

V.N. Syzrantsev, Tyumen State Oil and Gas University (Tyumen, Russia), D.Sc. (Engineering), professor, the chief of department «Machinery and equipment of oil and gas industry», e-mail: v_syzrantsev@mail.ru; **A.A. Pazyak**, Tyumen State Oil and Gas University (Tyumen, Russia), postgraduate, assistant of professor, department «Machinery and equipment of oil and gas industry», e-mail: a.a.pazyak@gmail.com

Calculation of the loading capacity of pan precess gear for a new generation drive of oil and gas equipment

The majority of drives are based on a screw gear. Operating these drives have identified a number of significant deficiencies in the design of gears such as a low performance coefficient, limited load capacity and significant starting torque make a particular negative impact on the reliability of the drive when operating in low temperature conditions. Alternative is to use the drives based on a pan precess gear. This gear is the basis for a new generation of valve drives. These gears provide high performance coefficient, big gear ratio with multiple contact of teeth in meshing, low starting torque, smooth operation, decrease of specific metal content for the same load capacity. The article considers the problem of determining the load capacity of the pan precess gear with multiple contact of gear tooth. Determination of loading multiple meshing is a task of elimination static indeterminacy systems with unilateral constraints. The numbers of gear teeth pairs that contact for the loading of an external torque is unknown. The problem of calculating the load distribution within the contact pairs of gear teeth is reduced to solve the equilibrium equation and compatibility equation of strain and transition compatibility. The contact and bending deformation of teeth, the function of the minimum clearances in meshing gear teeth of pan precess gear are taken into account by solving the second equation. Algorithm for solving

the inverse problem of loading capacity is considered. Number of meshing teeth pairs in gear is determined depending on the allowable contact stress. Torque value is set. An example of calculation the loading capacity pan precess gear drive of the ball valve is submitted.

Keywords: precess gear, drive, valve, pipeline, ball valve.

Основной применяемых в настоящее время приводов запорной арматуры, как правило, являются червячные [1] или спироидные [2] передачи, которые, несмотря на весьма низкий их КПД (обычно порядка 0,3), позволяют реализовать удобные конструктивные схемы приводов. Эксплуатация этих приводов в условиях Крайнего Севера (при низких температурах, недостаточной смазке вследствие редкого, кратковременного режима работы) характеризуется высоким строгивающим моментом, что отрицательно сказывается на надежности управления работой запорной арматуры, особенно с электроприводом. Альтернативой как отечественным, так и импортным приводам запорной арматуры являются приводы (рис. 1 и 2), основанные на использовании прецессирующей плоскоконической передачи (ППКП) [3, 4, 5, 6]. Эти приводы имеют высокий КПД (около 0,9), при малой разнице чисел зубьев шестерни и колеса они могут быть изготовлены с передаточным отношением от 10 до 65.

В ППКП реализуется многопарное зацепление зубьев, вследствие чего нагрузочная способность приводов с ППКП другие их виды значительно превышает. Геометрия ППКП, описание процесса формообразования зубьев колес, задача синтеза геометрических характеристик зацепления ППКП, позволяющая определить оптимальные параметры инструментов и наладки зуборезного станка, представлены в работе [7]. В настоящей работе при заданной геометрии ППКП и известных геометрических характеристиках зацепления зубьев в передаче решается задача определения несущей способности передачи по величине крутящего момента с учетом многопарного контакта зубьев и принятого значения максимального контактного напряжения ($\sigma_{\text{нр}}$), допускаемого материалом колеса и шестерни. Для определения нагрузки, воспринимаемой каждой из контактирующих пар зубьев, воспользуемся подходом, предложенным в работе [8]. Следуя ему,

вместо решения прямой задачи – определения числа пар зубьев n , воспринимающих заданный крутящий момент T_1 , – представляющей собой задачу раскрытия статической неопределенности системы с односторонними связями, число которых заранее неизвестно, решается обратная задача нагруженности: величина T_1 рассчитывается при фиксированном числе пар контактирующих зубьев по выражению:

$$\sum_{i=1}^n P_i \cdot R_i \cdot \cos \alpha = T_1, \quad (1)$$

где P_i , R_i – нормальная сила и радиус ее действия на i -й паре зубьев; α – угол зацепления.

Для определения P_i используется уравнение совместности деформаций и перемещений зубьев в передаче:

$$W_i = \Delta - S_i; \quad i = \overline{1, n}, \quad (2)$$

здесь S_i – зазор между поверхностями в i -й паре зубьев, рассчитываемый по

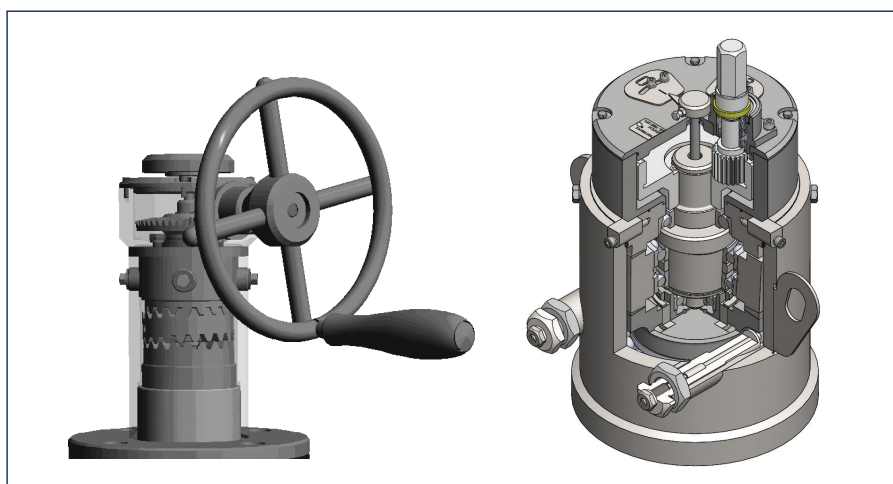


Рис. 1. Схемы приводов на основе плоскоконической прецессирующей передачи
Fig. 1. Diagrams of drives based on pan precess gear



Рис. 2. Шаровой кран Ду-300
Fig. 2. Ball valve Dn-300

Ссылка для цитирования (for references):

Сызранцев В.Н., Пазяк А.А. Расчет нагрузочной способности прецессирующей плоскоконической передачи приводов нефтегазового оборудования // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2015. – № 4. – С. 108–111.

Syzrantsev V.N., Pazyak A.A. Raschet nagruzochnoj sposobnosti precessirujushhej ploskokonicheskoy peredachi privodov neftegazovogo oborudovanija [Calculation of the loading capacity of pan precess gear for a new generation drive of oil and gas equipment]. *Territorija «NEFTEGAS» = Oil and Gas Territory*, 2015, No. 4. P. 108–111.

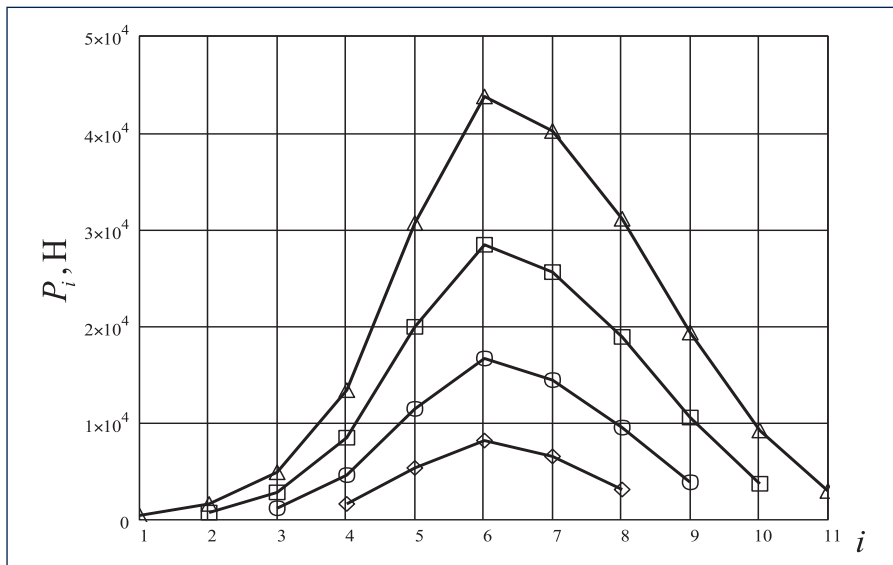


Рис. 3. Распределение нагрузки между контактирующими парами плоскоконической передачи
Fig. 3. Distribution of load between contacting pairs of pan bevel gear

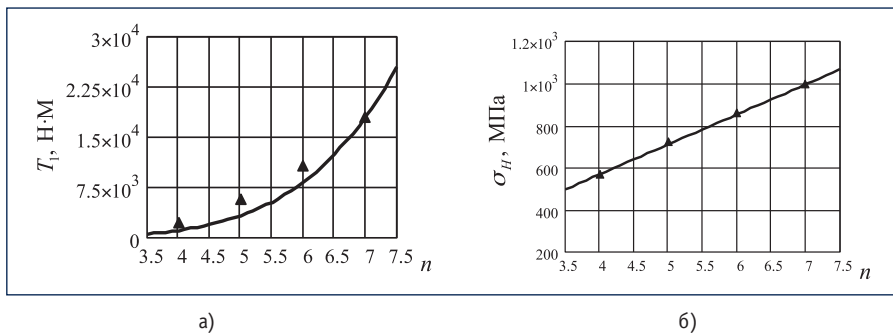


Рис. 4. Изменение величины крутящего момента T_1 (а) и максимальных контактных напряжений σ_H (б) от числа контактирующих пар зубьев

Fig. 4. Change in the value of torque T_1 (a) and maximum contact stresses σ_H (b) from the number of contacting teeth pairs

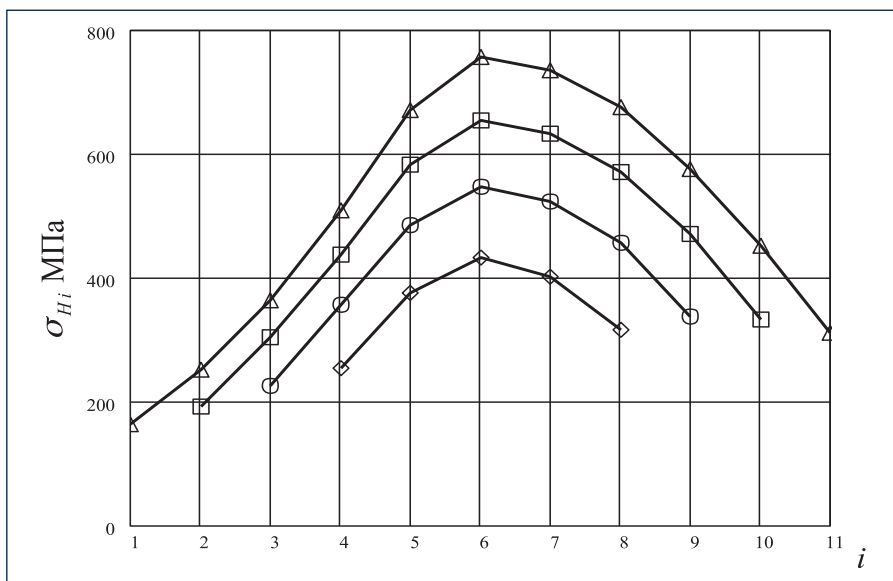


Рис. 5. Изменение контактных напряжений в многопарном зацеплении плоскоконической передачи
Fig. 5. Change in contact stresses in the multiple contact of pan bevel gear

выражению: $S_i = \delta S_i - \delta S_1$ (отметим, что зазор на первой паре δS_1 «выбирается» без какого-либо деформирования зубьев, путем поворота шестерни вокруг оси вращения); Δ – сближение зубчатых колес, являющееся мерой упругого деформирования зубчатой передачи; W_i – деформация i -й пары зубьев. Для исследуемой передачи уравнение (2) представлено в виде:

$$P_i = \left(\frac{S_0}{b_i}\right)^{3/2} \left[\left(F_n - F_i \right) - \frac{\alpha_i P_i}{S_0} \right]^{3/2}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (3)$$

где S_0, F_i – соответственно амплитуда и функция зазоров между зубьями, зависящие от геометрических особенностей передачи; α_i – податливость i -й пары зубьев, вызываемая их изгибом; b_i – коэффициент, характеризующий контактную податливость i -й пары зубьев. Уравнение (3) является трансцендентным, при фиксированном n уравнение решается относительно P_i численным методом.

После определения усилий P_i , величина напряжений (σ_{Hi}), возникающих в контакте каждой i -й пары зубьев, рассчитывается на основе зависимостей [8]:

$$p_\sigma = 0,417(r_1/r_2)^{0,25}; \quad \sigma_{Hi} = p_\sigma [(E/r_1)^2 \cdot P_i]^{1/3}. \quad (4)$$

Здесь E – модуль упругости материала колес; r_1 и r_2 – главные приведенные радиусы кривизны соответственно в профильном и продольном направлении линии зуба, в точке контакта поверхностей зубьев шестерни и колеса.

В качестве примера использования зависимостей (1), (3), (4) рассмотрим определение несущей способности плоскоконической передачи привода шарового крана ДУ-300 (рис. 2), имеющей параметры: число зубьев шестерни $z_1=64$, число зубьев колеса $z_2=65$, нормальный модуль $m_n=3$ мм, ширина зуба $b_w=25$ мм. Используя программный комплекс [7], для решения уравнения (3) были определены параметры S_0, F_i и для выражения (4) значения главных приведенных радиусов кривизны: $r_1=204,082$ мм, $r_2=3333,0$ мм. В результате решения уравнения (3) при числе контактирующих пар в зацеплении $n=5, 7, 9$ и 11 установлены величины нормальных сил P_i в зацеплении каждой i -й пары зубьев, представленные на рисунке 3.

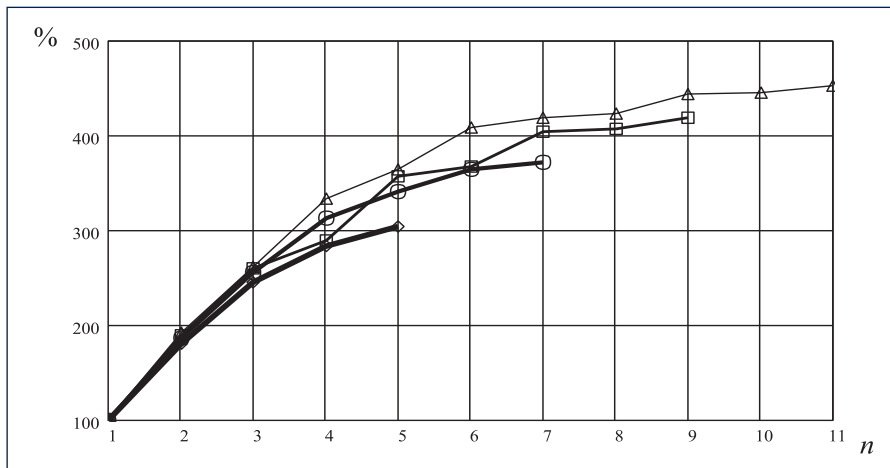


Рис. 6. Изменение нагрузочной способности передачи в зависимости от n
Fig. 6. Change in the gear loading capacity depending on « n »

Рассчитанные P_i , $i=\overline{1,n}$ позволяют по формуле (1) для значений $n=5, 7, 9$ и 11 вычислить ряд величин крутящего момента T_1 и определить точки зависимости $T_1(n)$ (рис. 4а). В результате ее аппроксимации получено выражение:

$$T_1 = n^{5,036} \quad (5)$$

Выполнив расчеты по зависимости (4) при известных P_i , $i=\overline{1,n}$, для значений $n=5, 7, 9$ и 11 определим возникающие в контактирующих парах контактные напряжения $\sigma_{\text{нп}}$. Их максимальная величина при $n=\text{const}$ в зависимости от n представлена на рисунке 4б, а распределение $\sigma_{\text{нп}}$ между контактирующими

парами при $n=5, 7, 9$ и 11 показано на рисунке 5.

Представленные результаты исследования нагруженности плоскоконической передачи позволяют реализовать методику оценки ее несущей способности по критерию контактной прочности. Предположим, что для выбранного материала шестерни и колеса передачи максимально допустимая величина контактных напряжений $\sigma_{\text{нп}}=1000$ МПа. По графику рисунка 4б определим число контактирующих пар $n=7$, после чего для $n=7$ по формуле (5) или по графику рисунка 4а установим искомое значение крутящего момента $T_1=18026$ Н·М.

С целью подтверждения высокой нагрузочной способности плоскоконической передачи на рисунке 6 показана сравнительная оценка изменения величины крутящего момента при однопарном (100%) и многопарном зацеплении при $n=5, 7, 9$ и 11 . Из рисунка 6 следует, что при $n=11$ нагрузочная способность передачи увеличивается в 4,5 раза.

Литература:

1. Набиев Р.М. Червячный редуктор электропривода – пережиток прошлого или актуальная классика // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2010. – № 6. – С. 100–103.
2. Гольдфарб В.И., Главатских Д.В., Трубачев Е.С., Кузнецов А.С., Лукин Е.В., Иванов Д.Е., Пузанов В.Ю. Спиroidные редукторы трубопроводной арматуры. – М.: Вече, 2011. – 222 с.
3. Патент № 2529943 С1 (RU), F16H 1/32, F04B 47/02, F04C2/107. Соосный редуктор / В.Н. Сызранцев, В.П. Вие, Ю.Г. Денисов. – Оpubл. 10.10.2014. – Бюл. № 28.
4. Патент № 2419018 РФ, МПК F16K31/04, F16K31/53. Электропривод запорной арматуры / В.Н. Сызранцев, Д.М. Плотников. – Оpubл. 20.05.2011. – Бюл. № 14.
5. Syzrantsev V., Golofast S. Drives of Pipelines' Block Valve based on the Pan Precess Gear. Global Journal of Researches in Engineering: A Mechanical and Mechanics Engineering (USA), 2014, Vol. 14, Issue 2, Version 1.0. P. 15–17.
6. Сызранцев В.Н., Голофаст С.Л. Приводы запорной арматуры трубопроводов на основе плоскоконической прецессирующей передачи // Наука и техника в газовой промышленности. – 2014. – № 1. – С. 64–67.
7. Сызранцев В.Н., Вие С.П., Котликова В.Я. Проектирование редуктора с прецессирующей зубчатой передачей // Научно-технический вестник Поволжья. – 2011. – № 2. – С. 53–58.
8. Айрапетов Э.Л. Распределение нагрузки между зубьями глобoidной передачи: колебания редукторных систем. – М.: Наука, 1980. – С. 32–38.

References:

1. Nabiev R.M. Chervjachnyj reduktor jelektroprivoda – perezhitok proshlogo ili aktual'naja klassika [Screw gear motor – a relic of the past]. *Territorija «NEFTEGAZ» = Oil and Gas Territory*, 2010, No. 6. P. 100–102.
2. Goldfarb V.I., Glavatskikh D.V., Trubachev E.S., Kuznetsov A.S., Lukin E.V., Ivanov D.E., Puzanov V.Yu. *Spiroidnye reduktory truboprovodnoj armatury* [Helical gear-boxes valves]. Moscow, Veche Publ., 2011. 222 pp.
3. Patent RF No. 2529943 C1 (RU), F16H 1/32, F04B 47/02, F04C 2/107. *Soosnyj reduktor* [Coaxial reduction gear]. Authors: Syzrantsev V.N., Wiebe V.P., Denisov Y.G. Publ. 10.10.2014. Bull. No. 28.
4. Patent RF No. 2419018, MPK F16K31/04, F16K31/53. *Jelektroprivod zapornoj armatury* [Installing downhole screw pump]. . Authors: Syzrantsev V.N., Plotnikov D.M., Denisov Y.G., Ratmanov E.V. Publ. 20.09.2008. Bull. No. 26.
5. Syzrantsev V., Golofast S. Drives of Pipelines' Block Valve based on the Pan Precess Gear. *Global Journal of Researches in Engineering: A Mechanical and Mechanics Engineering (USA)*, 2014, Vol. 14, Issue 2, Version 1.0. P. 15–17.
6. Syzrantsev V.N., Golofast S.L. *Privody zapornoj armatury truboprovodov na osnove ploskokonicheskoy precessirujushhej peredachi* [Drives of Pipelines' Block Valve based on the Pan Precess Gear]. *Nauka i tehnika v gazovoj promyshlennosti = Science and technology in the gas industry*, 2014, No. 1. Pp. 64–67.
7. Syzrantsev V.N., Wiebe S.P., Kotlikova V.J. *Proektirovanie reduktora s precessirujushhej zubchatoj peredachej* [Design of gear with precess gear]. *Scientific and technical bulletin of the Volga region = Nauchno-tehnicheskij vestnik Povolzh'ja*, 2011, No. 2. P. 53–58.
8. Ayrapetov E.L. *Raspredelenie nagruzki mezhdu zub'jami globoidnoj peredachi: kolebanija reduktornyh sistem* [Load distribution between the teeth of globoid gear: Oscillations of gear systems]. Moscow, Nauka Publ., 1980. P. 32–38.