

УДК 621.833

В. Н. ТКАЧЕНКО

ИСПЫТАНИЯ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДИСКОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ВОЛН НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Для проверки методик обчислення напружень у зубчастому гнучкому колесі хвильової передачі (ВП) з дисковим генератором хвиль деформації під навантаженням, а також обліку геометричної нелінійності, впливу сил у зацепленні, перемінної згинної твердості зубчастого вінця гнучкого колеса і концентрації напружень у западинах між зубцями, були проведені іспити ВП на витривалість під навантаженням. Результати іспитів дозволяють рекомендувати вищезгадані методики для проведення перевірочних розрахунків гнучких коліс ВП на згинну витривалість.

Ключові слова: хвильова зубчата передача, напруження згину, гнучке колесо, згинна витривалість.

Для проверки методик вычисления напряжений в зубчатом гибком колесе волновой передачи (ВП) с дисковым генератором волн деформации под нагрузкой, а также учета геометрической нелинейности, влияния сил в зацеплении, переменной изгибной жесткости зубчатого венца гибкого колеса и концентрации напряжений во впадинах между зубьями, были проведены испытания ВП на выносливость под нагрузкой. Результаты испытаний позволяют рекомендовать вышеупомянутые методики для проведения проверочных расчетов гибких колес ВП на изгибную выносливость.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, напряжение изгиба, гибкое колесо, изгибная выносливость.

To verify the methods of calculating the stress in the toothed flexible wheel wave transmission (EP) rotary oscillator waves of deformation under load, as well as taking into account the geometric nonlinearity, the effect of the forces engaged, variable bending stiffness of the ring gear of the flexible wheel and the stress concentration in the valleys between the teeth were held VP endurance test under load. The test results allow us to recommend the above method for verifying calculations flexible VI wheels in the flexural Endurance. In this case, as usual, the reference data for the value of the fatigue limit of steel flexible wheel needs to be adjusted based on the scale factor and the roughness of the surface by known methods.

Keywords: wave transmission, flexible wheel, tension, bending endurance.

Введение. Особенность волновой зубчатой передачи (ВЗП) с дисковым генератором волн упругой деформации состоит в том, что в отличие от ВЗП с генератором принудительной деформации, гибкое колесо входит в контакт с поверхностями дисков по части периметра гибкого колеса. При закручивании гибкого колеса передаваемым вращающим моментом происходит существенное изменение первоначальной формы радиальных перемещений [1]. Такое изменение сопровождается ростом напряжений изгиба. Причем напряжения увеличиваются с увеличением вращающего момента, как в области вершины, так и во впадине волны деформации. Приведенные в работе [2] результаты позволяют вычислять напряжения от изгиба как в вершине, так и во впадине волны деформации ВЗП различных габаритов, в зависимости от величины передаваемого вращающего момента и от величины угла охвата диска генератора гибким колесом в ВЗП до приложения нагрузки.

Для оценки возможности использования рассмотренной методики определения напряжений изгиба при проверочных расчетах гибких колес ВЗП с дисковыми генераторами волн на изгибную выносливость были проведены испытания ВЗП на выносливость при различных передаваемых вращающих моментах. По результатам проведенных испытаний были также построены кривые ограниченной выносливости при различной вероятности разрушения.

Основная часть. Испытывалась двухволновая ВЗП с диаметром гибкого колеса 122 мм. Передаточное число 120, модуль 0,5 мм. Гибкие зубчатые колеса изготавливались из труб стали ШХ-15 одной плавки. Из такого же материала были изготовлены гибкие зубчатые колеса, испытанные на изгиб, без закручивания вращающим моментом. Выбранная сталь отвечает всем требованиям, предъявляемым к материалам для изготовления гибких колес, выпускается в трубах различного диаметра. Кроме того, такой выбор продиктован также желанием получить результаты, которые

можно было бы сравнить с полученными ранее. Перед нарезкой зубьев гибкие колеса проходили термообработку до $HRC = 28...32$. Такая термообработка благоприятно сказывается на выносливости металла и в то же время не исключает возможности приработки зубьев в передаче. Аналогично термообработывались ГК, испытанные только на изгиб, без нагрузки вращающим моментом. Крепление гибких колес к выходному валу передачи осуществлялись соединением, не ограничивающим ГК от осевых перемещений, с помощью винтов, через овальные отверстия в несколько утолщенном в области торца гибком колесе. Такое соединение наряду с максимальной простотой обладает удовлетворительными эксплуатационными характеристиками и вполне пригодно для испытаний. Двухволновой генератор обеспечивал угол охвата диска генератора гибким колесом, в еще не нагруженной передаче, на 60° .

Испытания проводились на специально спроектированной и изготовленной установке (рис. 1) в которой одновременно испытывались два гибких колеса, нагруженных рабочим моментом по замкнутому контуру.

Привод редуктора осуществляется от электродвигателя 1 типа АО2-42-4 мощностью 5,5 кВт и 1450 об/мин, через клиноременную передачу 2 с передаточным числом 1,35 и раздаточную коробку 6. Раздаточная коробка имеет следующие параметры: передаточное число 1, числа зубьев $Z = 13,9$, угол наклона $\beta = 15^\circ 18' 40''$, коэффициент смещения исходного контура равен $X = 0$. В сварном корпусе редуктора установлены две волновые зубчатые передачи, причем предусмотрена возможность испытаний передач с гибким колесом диаметром до 250 мм и длиной до 240 мм. Вал генератора 15 соединяется с валом 17 раздаточной коробки с помощью упругой втулочно-пальцевой муфты, компенсирующей погрешности относительно расположения волнового редуктора и раздаточной коробки. Ведомый вал 11 соединен с гибким колесом 13 через ступицу 12, сидящую на валу на шлицах. Колеса 10, замыкающие

© В. Н. Ткаченко, 2016

контур передают вращение на вал второй линии, выполненной аналогично первой. Колеса имеют следующие параметры: модуль $m=6$, числа зубьев $Z=60$, угол наклона $\beta > 0$, коэффициент смещения исходного контура $X=0$. Вал генератора второй линии соединен с валом 7 раздаточной коробки с помощью упругой муфты 8, которая используется при нагружении. Число оборотов генератора фиксируется счетчиком оборотов 4 типа СЧ-102. Большое передаточное число волнового редуктора в сочетании с достаточной крутильной податливостью всего контура позволяют нагружать контур относительным закручиванием полумуфт муфты 7, которая позволяет осуществлять замыкание контура при любом относительном положении полумуфт.

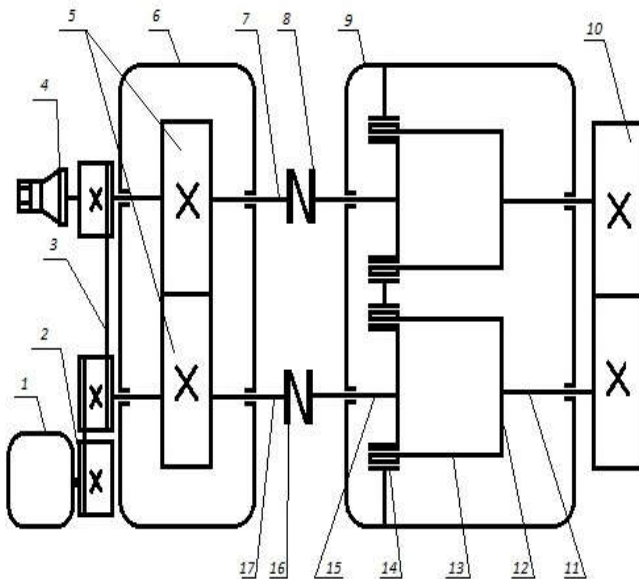


Рис. 1 – Установка для испытаний ВЗП

Испытания проводились методом нисходящих нагрузок. При разрушении испытываемого ГК следующее испытывалось под нагрузкой, уменьшенной на 10-15 % по сравнению с предыдущей. Испытания завершались, когда ГК выдерживало без разрушения 10^7 циклов нагружений. Нагружение ВЗП вращающим моментом осуществлялось с помощью упругой муфты, расположенной в контуре, перед одной из испытываемых передач.

Для нагружения одна из полумуфт стопорится, а другая закручивается относительно застопоренной необходимой крутящим моментом, после чего полумуфты фиксируются относительно друг друга. ВЗП смазывалась маслом автол 10. Уровень смазки доходил до наружного кольца подшипника генератора. При работе смазка обеспечивала полужидкостный режим трения. Периодически проводимые осмотры показали, что в первые 100...200 тысяч циклов нагружения происходит интенсивная приработка рабочих поверхностей зубьев гибкого и жесткого колес, начинается естественное фланкирование зубьев.

Причиной выхода из строя ВЗП является возникновение и последующее развитие трещин в области зубчатого венца ГК передачи.

Обработка полученных результатов проводилась по методике для случая, когда дисперсия и основное отклонение принимаются независимыми от уровня нагружения и представляются в виде уравнений уста-

лостных кривых с заданной вероятностью неразрушения. В связи с тем, что для испытываемых передач при $T > 300$ Н·м напряжения изгиба с ростом передаваемого момента также увеличиваются по зависимости близкой к линейной, возможен переход от системы координат $\lg N \rightarrow \lg \sigma$ к системе $\lg N \rightarrow \lg T$, где N – количество циклов нагружения; T – вращающий момент.

В этом случае корреляционное уравнение записывается в виде:

$$\lg N = r \frac{S_N}{S_T} (\lg T - \lg \bar{T}) + \lg \bar{N} + K_e \cdot S_{Nr},$$

где $\lg N$ – вероятное значение логарифма долговечности;

r – коэффициент корреляции;

S_N и S_T – основные отклонения логарифмов долговечности и нагруженности гибкого колеса;

$\lg \bar{N}$ и $\lg \bar{T}$ – среднеарифметические логарифмы долговечности и нагруженности;

S_{Nr} – условное основное отклонение, или мера индивидуального рассеяния;

K_e – коэффициент, соответствующий определенной вероятности неразрушения.

Результаты обработки проведенных испытаний представлены на рис. 2. Кривые 1, 2, 3 и 4 получены для 20, 50, 70 и 95 процентов вероятности неразрушения.

Кроме передач на рис. 1, была испытана передача под нагрузкой 450 Н·м. Эта передача испытывалась $4,6 \cdot 10^7$ циклами нагружения и не вышла из строя.

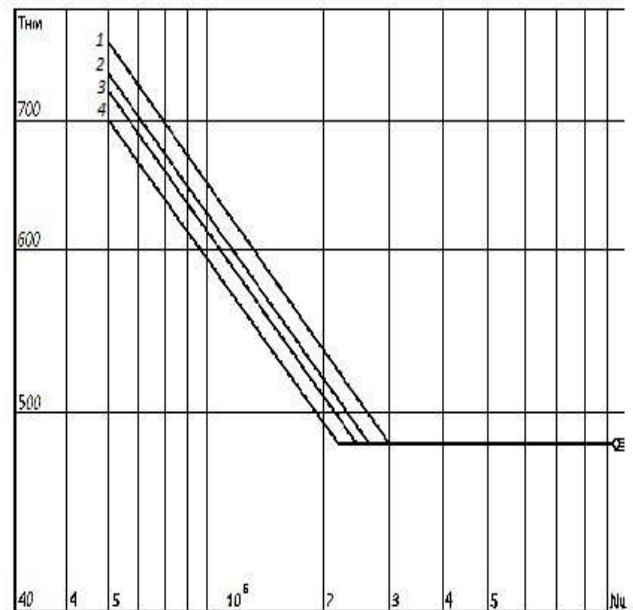


Рис. 2 – Графики выносливости

По результатам испытаний видно, что при передаваемом вращающем моменте 450...480 Н·м гибкие зубчатые колеса выходят из области ограниченной выносливости, так, что запас изгибной выносливости $n_\sigma \geq 1$.

Максимальные напряжения от изгиба зубчатого венца ВЗП на вершине и во впадине волны деформации – σ_1 и σ_2 , как уже было ранее отмечено, существенно возрастают с увеличением передаваемого крутящего момента. Для определения зависимости этих напряжений от параметров передачи и от величины передаваемой нагрузки экспериментально определялись радиальные

перемещения $W(\theta)$ в области венца [1] с последующим вычислением указанных напряжений. Результаты расчета сверялись с результатами тензометрирования. По результатам расчетов и тензометрирования были построены графики (рис. 3, 4).

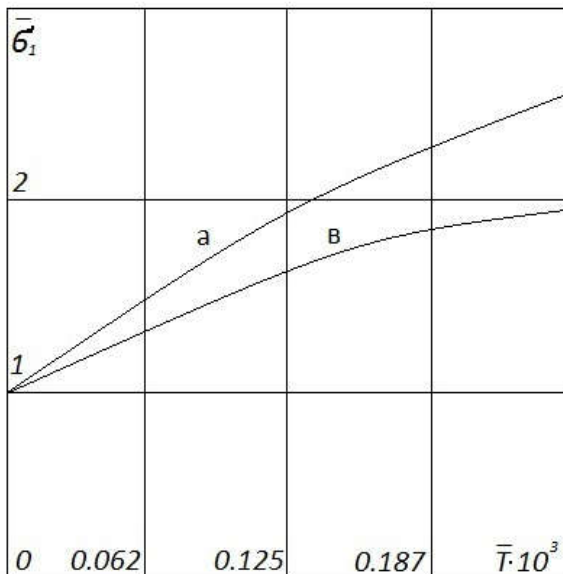


Рис. 3 – Относительные напряжения в вершине волны деформации

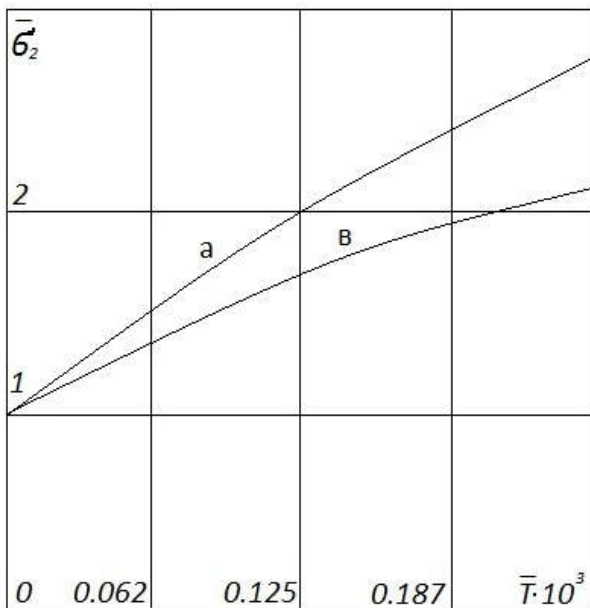


Рис. 4 – Относительные напряжения во впадине волн деформации

По графикам можно определять напряжения σ_1 и σ_2 при различных величинах передаваемой нагрузки на выходе ВЗП в передачах углами охвата генератора волн гибким колесом в еще не нагруженной передаче от 40° – кривые *a* и до 75° – кривые *b*.

Для того, чтобы графиками можно было пользоваться при расчетах передач различных абсолютных размеров, относительное увеличение напряжений дано в зависимости от относительного же, безразмерного вращающего момента $\bar{T} = 4T/d^2h \cdot E$. Здесь d – диаметр гибкого колеса, h – его толщина, E – модуль продольной упругости.

По методике [2] вычислим амплитудные и средние напряжения изгиба в ГК при передаваемом вращающем моменте 480 Н·м. По методике, приведенной в [3], учитывается влияние сил в зацеплении и геометрической нелинейности на величины напряжений изгиба. Влияние переменной изгибной жесткости в области зубчатого венца и влияние концентрации напряжений во впадинах между зубьями проведена по зависимостям из работы [4]. Вычисленный, с учетом вышеперечисленных факторов, предел выносливости стали ГК равен 370 МПа. Предел выносливости ГК из той же стали и таких же габаритов, которые испытывались на выносливость только от изгиба ГК генератором волн, без нагружения вращающим моментом по результатам испытаний равен 396 МПа. Различия менее чем на 10 % сравниваемых пределов выносливости является неизбежным следствием сравнения величин, полученных обработкой усталостных испытаний. Снижение пределов выносливости стали ГК по сравнению со справочными данными на 30...40 % можно объяснить влиянием масштабного фактора и большей шероховатостью поверхности во впадинах между зубьями ГК по сравнению с образцами для стандартных испытаний.

Выводы. Полученные результаты позволяют сделать вывод о возможности использования методик вычисления напряжений от изгиба ГК в нагруженной ВЗП с дисковым генератором и методик учета переменной изгибной жесткости и концентрации напряжений в зубчатом венце ГК для проверочных расчетов на изгибную выносливость. При этом, как обычно, справочные данные для величины предела выносливости стали ГК необходимо скорректировать с учетом масштабного фактора и шероховатости поверхности по известным методикам.

Список литературы

1. Ткаченко В. Н. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния гибкого колеса волновой зубчатой передачи под нагрузкой // Труды 9-й международной конф. "Физические и компьютерные технологии". – Харьков : НТУ "ХПИ", 2004. – С. 153–55.
2. Ткаченко В. Н. Определение напряжений в гибком колесе волновой зубчатой передачи с дисковым генератором // Вісник НТУ "ХПИ" : 36. Наук.праць. Сер. "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2012. – № 35. – С. 166–168.
3. Ткаченко В. Н. Влияние сил зацепления и геометрической нелинейности на напряжения в зубчатом венце гибкого колеса волновой зубчатой передачи // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научных трудов. "Транспортное машиностроение." – Харьков, 2009. – №47. – С. 193–196.
4. Ткаченко В. Н. Определение оптимальной толщины зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи // 36. Наук.праць "Високи технології в машинобудуванні". – Харків, 2006. – С. 477–480.

Bibliography (transliterated)

1. Tkachenko V.N. Experimentalnoe issledovanie napragnenno-deformirovannogo sostoyaniya gibkogo koleasa volnovoy zubchatoy peredachi pod nagruzkoy [The experimental study of the tension state flexible wave wheel gear under load]. *Trudy megdunar. konf. "Fizicheskie i komputernye tehnologii"* [proc. Of the Int.Conf "Physical and computer technology"]. Kharkov, 2004, pp. 153–155.
2. Tkachenko V.N. Opredelenie napragneniy v gibkom kolese volnovoy zubchatoy peredachi s diskovym generatorom [Determination tension in a flexible wheel wave gear with disc generator] *Vesn. Khar'k. Politekn.in-ta. Ser.: problem.mechanich.privoda* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: The problem of mechanical drive]. Kharkov, 2012, no.35, pp.166–168.

3. Tkachenko V. N. Vliyanie sil zatsepleniya I geometricheskoy nelineynosti na napriageniya v zubchatom ventse gibkogo kolesa volnovoy zubchatoy peredachi [The effect of the engagement forces and geometric nonlinearity on the tension in supple wheels harmonic drive]. *Vestn. Khar'k. Politekhn. In-ta. Ser.: Transport mashinostroeniye* [Bulletin of the Karkov Polytechnic Institute. Series: Transportation engineering]. Kharkov, 2009, no. 47, pp.193–196.
4. Tkachenko V. N. Opredelenie optimalnoy tolshiny zubchatogo ventca gibkogo kolesa volnovoy peredachi [The definition of a optimal thickness of the flexible ring gear wheel harmonic drive] *Sbornik nauchnykh trudov "Visokie technologiy v mashinostroeni"* [High technologies of machine-bulding]. Kharkov, 2006, pp.477–480.

Поступила (received) 12.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Випробування хвильової зубчастої передачі з дисковим генератором хвиль на витривалість / В. М. Ткаченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 146–149. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Испытания волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн на выносливость/ В. Н. Ткаченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 146–149. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Testing the harmonic drive with disk generator wave on endurance / V. N. Tkachenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 146–149. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткаченко Віталій Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри "Деталі машин та прикладна механіка"; тел.: (057) 707-64-55.

Ткаченко Віталій Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры "Детали машин и прикладная механика"; тел.: (057) 707-64-55.

Tkachenko Vitaliy Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Machine elements and applied mechanics"; tel.: (057) 707-64-55.

УДК 539.3

М. А. ЧУБАНЬ, Р. И. ШЕЙЧЕНКО, Р. В. ГРАБОРОВ, А. В. ГРАБОВСКИЙ, А. Ю. ТАНЧЕНКО, Н. А. ТКАЧУК

ВЛИЯНИЕ ВАРЬИРОВАНИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОЧНОСТНЫЕ И ЖЕСТКОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОРПУСОВ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ МАШИН

У статті на тестовому прикладі бронетранспортера БТР-80 поставлена і вирішена задача структурної та параметричної оптимізації тонкостінної машинобудівної конструкції. Для вирішення даного завдання задіяний метод дослідження поверхонь відгуку із застосуванням методів лінеаризації, білінеаризації, і кусочно-поліноміальної апроксимації базисними функціями Ерміта в ході побудови математичних моделей. В результаті досліджень знайшли підтвердження тенденції зміни оцінюваних характеристик конструкції у відповідь на варіювання параметрів її елементів, а також на введення нових конструктивних елементів. Визначено, що більш точні апроксимації виходять при застосуванні методу апроксимації функціями Ерміта. Методи лінійної і білінійної апроксимації дають велику похибку в зонах різкої зміни функцій відгуку.

Ключові слова: структурна оптимізація, параметрична оптимізація, бронетранспортер, лінійна апроксимація, білінійна апроксимація, кусочно-поліноміальна апроксимація, метод скінченних елементів, тонкостінна конструкція.

В статье на тестовом примере бронетранспортера БТР-80 поставлена и решена задача структурной и параметрической оптимизации тонкостенной машиностроительной конструкции. Для решения данной задачи задействован метод исследования поверхностей отклика с применением методов линеаризации, билинеаризации, и кусочно-полиномиальной аппроксимации базисными функциями Эрмита в ходе построения математических моделей. В результате исследований нашли подтверждения тенденции изменения оцениваемых характеристик конструкции в ответ на варьирование параметров ее элементов, а также на введение новых конструктивных элементов. Определено, что более точные аппроксимации получаются при применении метода аппроксимации функциями Эрмита. Методы линейной и билинейной аппроксимации дают большую погрешность в зонах резкого изменения функций отклика.

Ключевые слова: структурная оптимизация, параметрическая оптимизация, бронетранспортер, линейная аппроксимация, билинейная аппроксимация, кусочно-полиномиальная аппроксимация, метод конечных элементов, тонкостенная конструкция

In the article the problem of structural and parametric optimization of thin-walled engineering design is formulated and solved on the test example of the BTR-80. The stress-strain state of the BTR-80 hull with the base panel thickness 6 mm with the introduction of reinforcing channel bars and uprights in the area of tower module attachment and varying their thickness is analysed. The area of construction requiring reinforcement was determined based on the results of its stress state preliminary analysis by means of the finite element method. As a test load was applied force of 1 kN acting along the vertical axis down. The influence of the other forces and moments components can be taken into account due to the fact that the stress-strain state of the hull is studied in an elastic formulation and superposition principle is valid in this case. The method of response surface studying using linearization, bilinearization and piecewise polynomial approximation by Hermit's basis functions methods in the process of the building of mathematical models is applied for solve this problem. The research confirmed the trends of changing of the evaluated design characteristics in response to variation of the

© М. А. Чубань, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, А. В. Грабовский, А. Ю. Танченко, Н. А. Ткачук, 2016