

$$b1(x) := 2\sqrt{(x + 5.381)^2 + 7.024^2} \quad b2(x) := 2.5\sqrt{(x - 4.451)^2 + 6.945^2}$$

$$b3(x) := 1.5\sqrt{(x - 8.133)^2 + 4.282^2} \quad b4(x) := 2\sqrt{(x + 1.202)^2 + 6.168^2}$$

Функція і вектор функція пайових внесків:

$$S(x) := b1(x) + b2(x) + b3(x) + b4(x) + b5(x) ;$$

При довільному виборі початкового значення x , нехай $x = 0$, знаходимо розв'язок задачі $S(x) \xrightarrow{x \in [-3, 3]} \min$. Зауважимо, що, в силу опуклості функції $S(x)$, цей розв'язок єдиний.

$$\text{Given } -3 \leq x \leq 3$$

$$B := \text{Minimize}(S, x) \quad B = 0.158$$

$$x := B \quad x = 0.158 \quad S(x) = 76.665$$

$$\overrightarrow{SS}(x) = (17.891 \ 20.411 \ 13.577 \ 12.632 \ 12.153).$$

Отже, учасники проекту будуть мати в цьому випадку „економію” своїх фінансів:

$$\overrightarrow{T}(t1, t2, t3, t4, t5) - \overrightarrow{SS}(x) = (3.98 \ 5.054 \ 4.315 \ 2.294 \ 2.883) ,$$

$$TS - S(x) = 18.527 .$$

Заключний висновок. Отримані вище результати по дослідженню багатокритеріальної оптимізаційної моделі разом із результатами, викладеними в розділі 5 із [1, 2], безумовно, знадобляться в конкретній практиці інженерного проектування і саме там, де присутність фактора невизначеності його учасників із прийняттям рішення є суттєвим.

Список літератури: 1. *Вісс.Гр.Клименко.* Багатокритеріальні формалізації. Харків, СПДФО Яковлева Г.Г., 2004. – 308 с. 2. *Вісс.Гр.Клименко.* Задачі багатокритеріальної оптимізації. Харків, Бізнес Ін форм, 2001. – 168 с. 3. *В. Липский.* Комбинаторика для программистов. – М.: Мир, 1988. – 216 с. 4. Whitney H. On the abstract properties of linear independence. // Amer. J. Math., 1935. – № 57. – PP. 509-533.

Поступила в редакцію 23.04.09

УДК 539.3:621.225

А.В. МАРТЫНЕНКО, преподаватель-стажер каф. „ТММиСАПР” НТУ „ХПИ”

К ВОПРОСУ О ЧИСЛЕННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРООБЪЕМНЫХ ПЕРЕДАЧ

Работа посвящена питаньям дослідження гідрооб'ємних передач. Запропоновано удосконалену числову модель взаємодії елементів передачі. Модель втілена у вигляді програмного продукту, за допомогою якого проведено дослідження і наведені їх результати. Також розглянуто експериментальні дослідження масштабної моделі насосу гідропередачі.

Paper deals with the investigation of hydrovolumetric transmission. New improved numerical model is offered. This model was implemented into software program, used for numerical studies. Results are given and examined. Experimental study of the hydrovolumetric transmission scale model was conducted and results analyzed.

Введение. Гидроприводы в трансмиссиях транспортных средств получили широкое распространение благодаря своим уникальным характеристикам – удельная мощность, малые относительные габариты, бесступенчатость регулирования скорости передвижения и передаваемого потока мощности от двигателя к исполнительным элементам [1]. Однако промышленность постоянно предъявляет дополнительные, все возрастающие, требования к таким элементам. Появляются задачи по форсированию существующих и созданию новых образцов приводов повышенной мощности с прежними (а чаще меньшими) массогабаритными показателями.

В данной статье рассматривается перспективная гидropередача, предназначенная к установке в гусеничной технике. Наша страна, к большому сожалению, оказалась в роли „догоняющей” относительно применения гидравлических передач, так как все современные, актуальные к применению в реальных условиях, зарубежные машины уже оснащаются гидropередачами. Более того, в механические трансмиссии западной техники гидродинамические передачи стали вводить еще в середине 70-х годов XX века [2]. О преимуществах применения современных гусеничных машин с гидрообъемными трансмиссиями над машинами с обычной трансмиссией можно судить по публикациям, освещающим результаты последних мировых событий, в которых использовалась эта техника [3-5].

С учетом данных факторов, КП „Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова” разработало радиальную гидрообъемную передачу ГОП-900. Цель применения такой передачи – повышение тактико-технических характеристик перспективных тяжелых гусеничных машин производства ГП „Завод им. Малышева”. Подробное описание конструкции ГОП-900 и основные ее характеристики приведены в работе [6]. Опыт использования данной гидropередачи в реальных условиях показал, что необхо-

димом провести дальнейшие углубленные исследования процессов, происходящих в передаче, и напряженно-деформированного состояния (НДС) блока цилиндров во время эксплуатации.

Численное моделирование. Для создания конкурентоспособной продукции, отвечающей всем техническим и экономическим требованиям, необходим этап научных исследований. В значительной мере успех этого этапа определяется адекватностью математической модели конструкции, используемой при проведении численных исследований. В работе [7] предлагается обобщенная модель динамики и кинематики движения поршня ГОП, но для реального применения в исследованиях необходимо внести в нее некоторые изменения. Рассмотрим систему тел, образуемую элементами передачи (рис.1), в данном случае – гидронасоса. Для него вектор силы реакции ротора R_{rot} направлен по движению, т.к. ротор насоса двигает поршень.

Учитывая конструкцию передачи, можно предположить два типа движения, которые возникают во время ее реальной работы: 1) поршень движется по поверхности статора (верхняя часть сферы на рисунке) без скольжения; 2) поршень движется по поверхности статора со скольжением. Как было показано в работе [7], о характере возникающего движения можно судить с помощью построенной авторами области значений коэффициентов трения поршня о ротор и поршня о статор. Исходя из полученных данных, возможно найти численные значения интересующих сил в любой момент времени с последующим переносом и приложением соответствующих нагрузок к конечно-элементной модели (КЭМ). Результирующие силы из условий равновесия поршня определяются для 1-го случая:

$$R_{rot} = \frac{m_{pist} \cdot \omega_{\tau} - (\epsilon_{pist} \cdot I_{pist}) / R_{pist} + P_{oil} \cdot \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu_{rot} \cdot (\sin(\alpha) + 1)}, \quad (1)$$

$$F_{stat} = \mu_{rot} \cdot R_{rot} - (\epsilon_{pist} \cdot I_{pist}) / R_{pist}, \quad (2)$$

$$R_{stat} = m_{pist} \cdot \omega_N + R_{rot} (\sin(\alpha) + \mu_{rot} \cdot \cos(\alpha)) + P_{oil} \cdot \cos(\alpha), \quad (3)$$

где m_{pist} – масса поршня; ϵ_{pist} – угловое ускорение движения, а I_{pist} – момент инерции поршня относительно оси, проходящей через точку O_{pist} , пер-

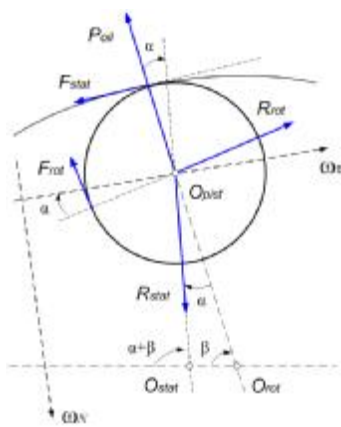


Рис.1. Схема действия сил на поршень гидрообъемной передачи:
 P_{oil} – сила давления масла на поршень; F_{stat} – сила трения поршня о статор; F_{rot} – сила трения поршня о ротор; R_{stat} – сила реакции статора; R_{rot} – сила реакции ротора; O_{stat} – центр статора; O_{rot} – центр ротора; O_{pist} – центр

пендикулярно рис. 1; R_{pist} – радиус поршня; μ_{rot} – коэффициент трения взаимодействия между поршнем и ротором;

для 2-го случая: $F_{stat} = \mu_{stat} \cdot R_{stat}$, (4)

$$R_{rot} = \frac{\mu_{stat} \cdot m_{pist} \cdot \omega_N + m_{pist} \cdot \omega_{\tau} + P_{oil} (\mu_{stat} \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha))}{\cos(\alpha) \cdot (1 + \mu_{stat} \cdot \mu_{rot}) - \sin(\alpha) \cdot (\mu_{stat} + \mu_{rot})}; \quad (5)$$

$$R_{stat} = m_{pist} \cdot \omega_N + R_{rot} (\sin(\alpha) + \mu_{rot} \cdot \cos(\alpha)) + P_{oil} \cdot \cos(\alpha), \quad (6)$$

$$\epsilon_{pist} = -\frac{R_{pist}}{I_{pist}} (\mu_{rot} \cdot R_{rot} - \mu_{stat} \cdot R_{stat}), \quad (7)$$

где μ_{stat} – коэффициент трения взаимодействия между поршнем и статором.

Программа для проведения расчетов. Описанные выше теоретические выкладки легко поддаются алгоритмизации и программной реализации. Упрощенный алгоритм разработанной программы, вычисляющей на основе введенных пользователем исходных данных о геометрии элементов передачи (радиусы поршня и статора, эксцентриситет), динамических характеристиках (максимальное и минимальное рабочее давление, угловая скорость вращения) и физических параметров (плотность материала, ко-

эффициенты трения пар поршень-ротор, поршень-статор), все силовые факторы, действующие во время работы передачи, представлен на рис. 2.

Представленный алгоритм был реализован в виде дополнительного модуля к прикладной программе расчета и анализа параметров ГОП, подробно описанной в работе [8]. Модуль был написан на языке программирования Delphi, так же, как и основная программа. Ниже, на рис. 3 и 4, показаны диалоговые окна, иллюстри-

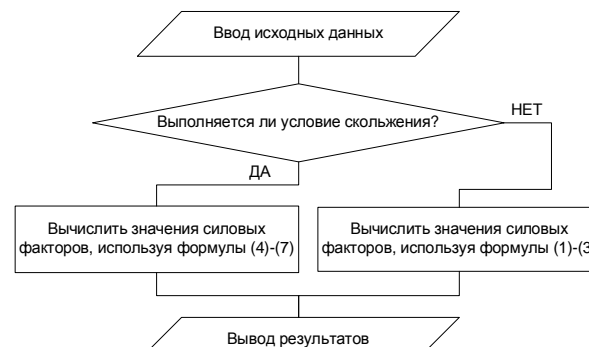


Рис.2. Упрощенный алгоритм модуля

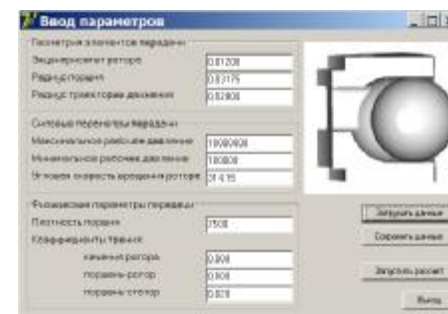
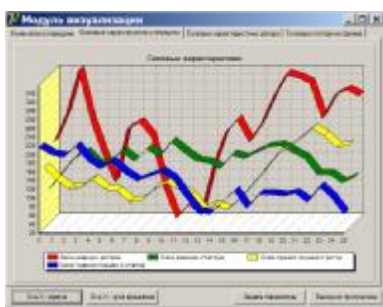


Рис.3. Форма ввода исходных данных



а



б



в

Рис. 4. Диалоговые окна программы расчета силовых характеристик ГОП, модуль визуализации:
а – силовые характеристики;
б – характеристики ротора;
в – потери на трение

рующие процесс работы с программой.

Численные исследования.

Автором была построена расчетная твердотельная модель ГОП, на основе которой была создана КЭМ в программном комплексе ANSYS. На этапе постройки модели были опущены те конструктивные элементы, которые не оказывают существенного влияния на НДС модели, но усложняют построение равномерной конечно-элементной сетки без вырожденных элементов. В качестве механических свойств материала брались свойства, близкие сталям 20Х2Н4А и 18Х2Н4МА, а именно: модуль упругости $E=0,2$ ГПа; коэффициент Пуассона $\nu=0,28$; плотность $\rho=7800$ кг/м³. Силовые факторы, используемые в качестве прилагаемых нагрузок, вычислялись методом, детально описанным в данной статье выше. Основной задачей данной работы было оценить влияние на НДС корпуса гидронасоса натяга втулки, который моделировался с помощью модели контактного взаимодействия, аналогично методу, подробно рассмотренному в работе [8]. Было просчитано 3 варианта нагружения, полученные результаты приведены в табл. 1. Как видно из результатов расчетов, на напряженно-деформированное состояние наибольшее влияние оказывает гильзование, т.е. натяг втулки, а рабочее давление масла в отдельных случаях оказывает положительное влияние на

НДС, т.е. уменьшает максимальные перемещения и напряжения.

Исследования проводились на конечно-элементной сетке, содержащей 122,8 тыс. преимущественно шестигранных элементов (245 тыс. узлов), результаты которых приведены на рис. 5. Закрепление производилось по местам реального

крепления насоса к рабочему органу болтовым соединению.

Таблица 1

Максимальные напряжения и перемещения, полученные при различных вариантах нагружения модели

Вариант нагружения	Натяг от гильзования втулки, м		Давление рабочего тела на втулку, МПа		Максимальные напряжения σ_{max} , Н/м ²	Общие перемещения δ_{max} , м
	наличие	значение	наличие	значение		
1	есть	0	нет	0	$3,68 \cdot 10^6$	$4,45 \cdot 10^{-7}$
2	есть	$2,50 \cdot 10^{-5}$	нет	0	$1,85 \cdot 10^8$	$2,43 \cdot 10^{-5}$
3	есть	$5,00 \cdot 10^{-5}$	нет	0	$3,66 \cdot 10^8$	$4,86 \cdot 10^{-5}$
4	есть	$1,00 \cdot 10^{-4}$	нет	0	$7,27 \cdot 10^8$	$9,73 \cdot 10^{-5}$
5	есть	$1,25 \cdot 10^{-4}$	нет	0	$9,08 \cdot 10^8$	$1,22 \cdot 10^{-4}$
6	есть	$1,50 \cdot 10^{-4}$	нет	0	$1,09 \cdot 10^9$	$1,46 \cdot 10^{-4}$
7	есть	$1,75 \cdot 10^{-4}$	нет	0	$1,27 \cdot 10^9$	$1,70 \cdot 10^{-4}$
8	есть	$2,00 \cdot 10^{-4}$	нет	0	$1,45 \cdot 10^9$	$1,94 \cdot 10^{-4}$
9	нет	0	есть	35	$1,99 \cdot 10^8$	$3,09 \cdot 10^{-5}$
10	есть	$2,00 \cdot 10^{-4}$	есть	35	$1,32 \cdot 10^9$	$1,90 \cdot 10^{-4}$

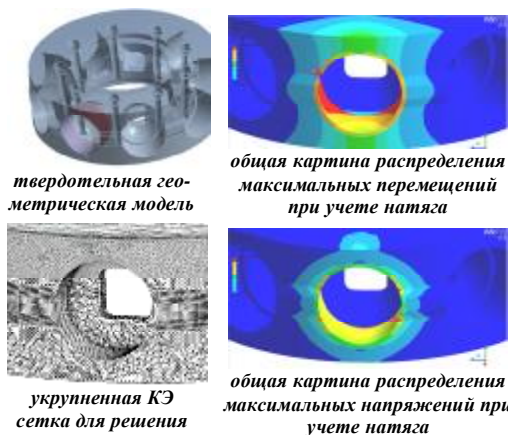


Рис.5. Модели и результаты численного моделирования блока цилиндров насоса ГОП

Экспериментальные исследования. Методика исследований сложных машиностроительных конструкций предполагает проведение экспериментальных исследований для подтверждения достоверности построенной математической модели и точности полученных при численном моделировании результатов. Ранее уже были проведены экспериментальные исследования масштабной модели методом голографической интерферометрии. Целесообразность применения данного метода обосновывается в работах [8, 9], там же приведена расшифровка результатов и соответствующие выводы.

В процессе работы выяснилось, что для получения более достоверных данных о характере деформирования конструкции требуются уточняющие экспериментальные исследования, выполненные методом, отличным от голографической интерферометрии, с целью получения численных значений деформаций модели и

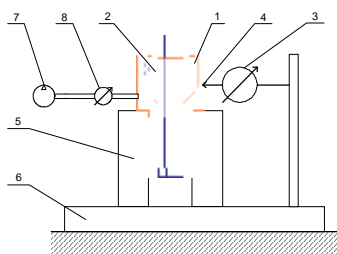


Рис.6. Схема экспериментальной установки:

- 1 – масштабная модель корпуса гидронасоса;
- 2 – поршень;
- 3 – индикатор перемещений стрелочного типа;
- 4 – точки измерений на корпусе;
- 5 – зажимное устройство;
- 6 – подставка;
- 7 – источник сжатого воздуха;
- 8 – манометр стрелочного типа

масштабной модели части блока цилиндров ГОП, как и ожидалось, прямопропорциональны приложенному внутреннему давлению; наибольшие по амплитуде перемещения наблюдаются в средней части модели; направление перемещений модели совпадает с положительным направлением нормали к внешней поверхности. Полученные экспериментальные данные сравнивались с численными исследованиями, выполненными в программном комплексе ANSYS на

определения направления прогиба. В качестве такого метода был выбран метод непосредственных прямых инструментальных измерений с помощью микрометра. В эксперименте использовался аналоговый показывающий стрелочный микрометр. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 6. Согласно разработанной схеме была собрана установка, основные составляющие части которой приведены на рисунках 7-12. В соответствии с методикой непосредственных измерений было произведено 12 сеансов измерений, по 3 для 4 различных давлений, в 5 контрольных точках (рис.13). Усредненные по давлениям результаты измерений приведены в табл. 2.

По результатам экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы. Перемещения характерных точек

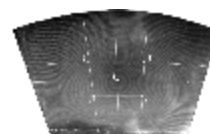


Рис.13. Контрольные точки для измерений на экспериментальной модели



Рис.14. Модель для численного моделирования экспериментальных исследований НДС фрагмента блока цилиндров

Таблица 2
Результаты экспериментальных исследований в контрольных точках

Сеансы измерений	Давление воздуха, МПа	Перемещения в контрольных точках, мкм				
		1	2	3	4	5
1	0,2	2,3	1,7	1,8	1,7	1,7
2	0,175	1,9	1,4	1,5	1,5	1,5
3	0,15	1,7	1,2	1,2	1,3	1,2
4	0,125	1,4	1,0	1,1	1,1	1,0

модели, показанной на рис. 14, из 58367 элементов и 214764 узлов, и показали хорошую сходимость. В качестве свойств материала брались данные для акрилового плексигласа.

Выводы. В статье предложен математический аппарат, реализованный в программном модуле на языке программирования Delphi, позволяющий определять факторы силового нагружения ротора и поршня гидронасоса гидрообъемной передачи ГОП-900 для проведения дальнейшего всестороннего анализа НДС с помощью программных комплексов ANSYS либо ABAQUS. Целью последующих научных исследований является формирование предложений по внесению усовершенствований в конструкцию. Проведена оценка

влияния на напряженно-деформированное состояние контактного взаимодействия при гильзовании втулки ротора. Выполнены экспериментальные исследования масштабной модели гидронасоса, подтвердившие правильность предложенной методики исследования.

Список литературы: 1. Пузанов А.В., Холкин И.Н. Современные тенденции комплексного проектирования гидромашин. Модернизация. // Доклад на междунар. конф. пользователей MSC – 2002. 2. *Машиностроение: Энциклопедия* в 40 т. Том IV-15: Колесные и гусеничные машины / Под ред. В.Ф. Платонова. – М.: Машиностроение, 1997. – 688 с. 3. Суворов С. Советское и американское оружие в иракской войне // Техника и вооружение, 2003. – №10. – С.15-18. 4. Танковый парк стран Латинской Америки и перспективы его развития // Зарубежное военное обозрение. – 2006. – №10. – С.33-37. 5. Тарасенко А., Тулицы С. Положение в отечественном танкостроении: правда и вымыслы // Техника и вооружение. – 2006. – №11. – С.10-15. 6. Аверунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В. и др. Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень // Механика та машинобудування.– 2004.– №1. – С.14-21. 7. Ткачук А.В., Ткачук Н.Н. Математическое моделирование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемной передачи // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: “Колесные и гусеничные машины специального назначения”. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2003.– № 28. – С.9-19. 8. Мартыненко А.В., Ткачук А.В., Зарубина А.А., Бондаренко Л.Н. Комплексные исследования влияния различных факторов на напряженно-деформированное состояние блока цилиндров гидропередачи ГОП-900 // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: “Машиноведение и САПР”. – 2007. – №3.– С.78-81 9. Мартыненко А.В. Применение экспериментальных голографических методов при исследовании элементов гидрообъемных передач // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: “Машиноведение и САПР”. – 2006. – №3.– С.117-133.

Поступила в редколлегию 17.03.09



Рис.7. Общий вид установки



Рис.8. Стрелочный манометр для измерения давления



Рис.9. Стрелочный микрометр для измерения перемещений



Рис.10. Источник сжатого воздуха



Рис.11. Объект исследования до герметизации



Рис.12. Объект исследования после герметизации и подсоединения подающего шланга