

высокой частоте вращения коленчатого вала двигателя) его включением с возможностью выхода на максимальную частоту, что дает возможность полного использования мощностных показателей двигателя.

Список литературы

1. Недялков А. П. Механические синхронизированные коробки передач / Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники : сб. науч. тр. / НАМИ. – 1993. – Вып. 214. – С. 73–85.

2. Александров Е. Б., Недялков А. П., Трикоз А. А. Сопоставление двух вариантов блокировки планетарных демультипликаторов многоступенчатых коробок передач по величинам усилий между звеньями и времени синхронизации при переключении диапазонов демультипликаторов : сб. науч. тр. / НАМИ. – 1999. – Вып. 223. – С. 96–107.

3. Недялков А. П., Инатов А. А. Перспективные разработки конструкций механических коробок передач с механическим и автоматическим управлением // Автомобили : сб. науч. тр. / НАМИ. – 2004. – Вып. 232. – С. 63–89.

A. P. Nedyalkov, Candidate of Technical Sciences, Central Research Automobile and Engine Institute “NAMI”
 E. B. Aleksandrov, Central Research Automobile and Engine Institute “NAMI”
 A. N. Blokhin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev

Analytical Study of Kinematic Schemes of Multiple-Speed Gearbox Planetary Demultipliers and Determination of the Planetary Mechanism Optimal Parameters

The comparison analysis of two variants of kinematic schemes of multiple-speed gearboxes planetary final drives is presented. Authors describe analytical relations for determination of demultiplier parts torque and its blocking time for the presented variants. The optimal method of demultiplier blocking is justified.

Key words: demultiplier, multiple-speed gearboxes, demultiplier blocking.

УДК 539.374: 620.178.3

С. В. Добровольский, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет
 В. И. Добровольский, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет

РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В ДЕТАЛЯХ ГИДРООСНАСТКИ

Приведены результаты выполненных 14 конечноэлементных решений краевых задач о концентрации главных напряжений и их градиентов в ответственных за разрушение галтелях нормированных типоразмеров корпусов гидравлических домкратов, гаек и насосов. Предложены соответствующие факторные модели для промежуточных типоразмеров указанных деталей, используемых при совершенствовании конструкций гидрооснастки.

Ключевые слова: гидравлические домкраты, гайки, насосы; концентрация напряжений.

Для повышения качества монтажно-демонтажных работ, сокращения простоев оборудования и увеличения производительности труда выполнены систематические работы по совершенствованию узлов гидрооснастки [1, 2]. Выпущен каталог типовых силовых органов (гидравлических гаек, домкратов и насосов) [3]. Вместе с тем исследований концентрации напряжений в указанных деталях не проводилось. В связи с этим в данной работе приводятся результаты исследования необходимых для прочностных расчетов коэффициентов концентрации главных напряжений и их градиентов в ответственных за разрушение галтелях указанных деталей.

Гидродомкраты используются для подъема массивных деталей и узлов бумагоделательных машин. Корпус гидродомкрата представляет собой толстостенный цилиндр, соединенный с днищем нормированным галтельным переходом радиусом $r = 1$ мм

(рис. 1). Типоразмеры (ТР) корпусов нормированных гидродомкратов приведены в табл. 1.

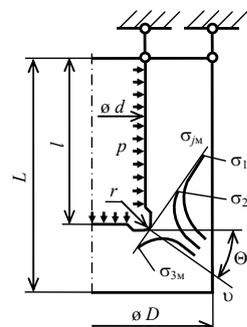


Рис. 1. Расчетная схема корпуса гидродомкрата

Гидрогайки предназначены для монтажа и демонтажа подшипниковых узлов, зубчатых колес, полумуфт и других деталей. Такие гайки имеют

торообразный корпус прямоугольного сечения с рядом (8...14) цилиндров для плунжеров (рис. 2). Переход от цилиндрической поверхности к плоскости дна осуществляется по радиусу $r = 1$ мм. Типоразмеры корпусов нормированных [3] гидрогаек даны в табл. 2.

Таблица 1. Типоразмеры корпуса гидродомкрата

№ ТР	d , мм	D , мм	l , мм	L , мм	Θ , градус
1	30	80	95	115	41,6
2	40	90	120	140	41,5
3	55	105	150	170	41,5
4	65	115	160	180	41,5
5	75	125	180	200	42,9
6	85	135	210	230	42,9

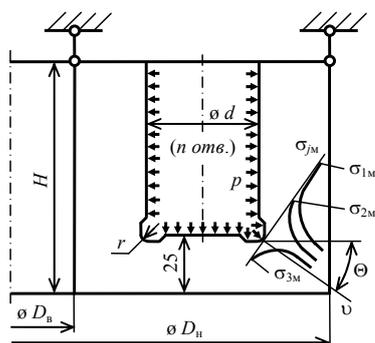


Рис. 2. Расчетная схема корпуса гидрогайки

Таблица 2. Типоразмеры корпуса гидрогайки

№ ТР	d , мм	H , мм	D_b , мм	D_n , мм	n	Θ , градус
1	30	105	115	195	14	28,0
2	40	155	120	220	12	26,3
3	50	205	120	240	10	25,3
4	70	230	120	280	8	24,6

Гидронасосы служат для подачи масла высокого давления (25...400 МПа) в силовые органы гидрооснастки и зоны контакта сопрягаемых деталей. Корпус гидронасоса (рис. 3) можно представить как толстостенный цилиндр с внутренним отверстием диаметром d для плунжера, наружным диаметром D с угловым переходом радиусом $r = 0,5$ мм для обратного клапана и участком с резьбой M16×1,5 для подсоединения трубопровода высокого давления. Типоразмеры корпусов насосов приведены в табл. 3 [3].

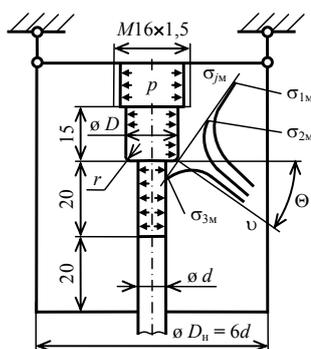


Рис. 3. Расчетная схема корпуса гидронасоса

Таблица 3. Типоразмеры корпуса гидронасоса

№ ТР	d , мм	D , мм	Θ , градус
1	4	8	34,8
2	6	10	33,4
3	8	12	31,4
4	10	14	28,0

Базовые детали гидрооснастки во время эксплуатации подвергаются малому числу нагружений (до 10^5) внутренним давлением. При этом в зонах конструктивных концентраторов напряжений указанных деталей возникают местные циклические упругопластические деформации, напряжения и энергии, которые могут приводить к образованию трещин и малоциклового разрушению. Расчеты таких деталей на статическую прочность по номинальным напряжениям (без учета эффекта концентрации) [1, 2] не в полной мере отражают условия работы, вынуждают использовать завышенные запасы прочности, что приводит к увеличению металлоемкости гидрооснастки и не гарантирует ее безопасную работу.

В связи с этим представляется актуальной в научном и практическом отношении разработка методов расчета на малоцикловую прочность и долговечность базовых деталей гидрооснастки. Как промежуточный этап решения этой задачи предложен [4] численно-аналитический метод определения полей циклических местных напряжений, упругопластических деформаций и энергий в опасных зонах концентрации при малоцикловом нагружении элементов конструкций. При этом в качестве исходной информации используются упругие решения соответствующих краевых задач, получаемые, как правило, численными методами. Для оценки малоциклового прочностных элементов конструкций проведено обоснование критериев разрушения [5–7], предложены методы оценки масштабного эффекта [8], разработана энергетическая градиентальная модель подобия малоциклового разрушения образца и элемента конструкции [9], которая позволяет по результатам малоцикловых испытаний модельных элементов [10] прогнозировать несущую способность или долговечность элементов конструкций.

В данной работе для реализации модели подобия [9] применительно к деталям гидрооснастки выполнены упругие решения краевых задач и получены значения коэффициентов концентрации местных главных напряжений и их градиентов в опасных зонах для нормированных типоразмеров силовых органов [3]. Упругие решения краевых задач получены методом конечных элементов (МКЭ) на ПЭВМ [11]. Для оценки точности реализации МКЭ предварительно рассматривали тестовую осесимметричную задачу концентрации напряжений при растяжении цилиндрического образца с кольцевым V-образным надрезом ($d_1 = 20$ мм; $D_1 = 40$ мм; радиус в вершине надреза $r = 1$ мм; угол V-образного профиля $\alpha = 50^\circ$). Точное решение этой задачи получено Г. Нейбером [12]. Для решения МКЭ предварительно использовали три варианта дискретизации рассматриваемой области со сгущением треугольных КЭ вблизи вер-

шины надреза. Наиболее приемлемым оказался вариант дискретизации до $5 \cdot 10^3$ треугольных КЭ и $2,5 \cdot 10^3$ узлов с размером КЭ в вершине надреза 0,06r. Точные и полученные МКЭ значения коэффициентов концентрации главных напряжений $\alpha_j = \sigma_{jm} / \sigma_{in}$ ($j = 1, 2, 3$) и соответствующих относительных градиентов $\bar{G}_j = \sigma_{jm}^{-1} d\sigma_{jmv} / d\nu$ приведены в табл. 4. Здесь σ_{in} – интенсивность номинальных напряжений; ν – координата опасного сечения. В табл. 4 приведены значения коэффициентов концентрации интенсивности напряжений $\alpha_i = \sigma_{im} / \sigma_{in}$, энергии $\alpha_u = u_m / u_n$ и соответствующие относительные градиенты $\bar{G}_i = \sigma_{im}^{-1} d\sigma_{imv} / d\nu$, $\bar{G}_u = u_m^{-1} du_{mv} / d\nu$, рассчитанные по формулам работы [13]:

$$\alpha_i = \sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2 - \alpha_1\alpha_2 - \alpha_2\alpha_3 - \alpha_3\alpha_1}; \quad (1)$$

$$\alpha_u = \alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2 - 2\mu(\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2\alpha_3 + \alpha_3\alpha_1); \quad (2)$$

$$\bar{G}_i = \left\{ \alpha_1^2 \bar{G}_1 + \alpha_2^2 \bar{G}_2 + \alpha_3^2 \bar{G}_3 - 0,5 \left[\alpha_1\alpha_2 (\bar{G}_1 + \bar{G}_2) + \alpha_2\alpha_3 (\bar{G}_2 + \bar{G}_3) + \alpha_3\alpha_1 (\bar{G}_3 + \bar{G}_1) \right] \right\} / \alpha_i^2; \quad (3)$$

$$\bar{G}_u = 2 \left\{ \alpha_1^2 \bar{G}_1 + \alpha_2^2 \bar{G}_2 + \alpha_3^2 \bar{G}_3 - \mu \left[\alpha_1\alpha_2 (\bar{G}_1 + \bar{G}_2) + \alpha_2\alpha_3 (\bar{G}_2 + \bar{G}_3) + \alpha_3\alpha_1 (\bar{G}_3 + \bar{G}_1) \right] \right\} / \alpha_u, \quad (4)$$

где σ_{im} , u_m – интенсивность местных напряжений и местная энергия в вершине надреза; $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона. Из табл. 4 видно, что полученные для тестовой задачи на основе КЭ-решений значения α_i , \bar{G}_i , α_u , \bar{G}_u , которые непосредственно используются в предложенных моделях [4, 9], незначительно отличаются от аналогичных точных величин. Это подтверждает приемлемость проведенной реализации МКЭ.

Таблица 4. Результаты КЭ и точного решений тестовой задачи

Метод решения	α_1	α_2	α_3	α_i	α_u	$\bar{G}_1, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_2, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_3, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_u, \text{мм}^{-1}$
МКЭ	3,45	1,11	0,12	2,96	10,5	1,68	1,28	1,92	3,55
Точный	3,34	1,07	0	2,96	10,2	2,00	0,85	2,08	4,00

При нагружении базовых деталей гидрооснастки внутренним давлением p в указанных галтельных переходах (рис. 1–3) происходит концентрация напряжений и энергий деформации. КЭ-анализ напряженного состояния в зонах концентрации корпусов домкратов, гаек и насосов выполняли по описанной выше методике. Предварительно из корпусов гидрогаек (рис. 2) выделяли отдельные цилиндры с внешним диаметром $D = 0,5(D_n - d_b)$. Затем для указанных в табл. 1–3 типоразмеров деталей МКЭ решали осесимметричные задачи концентрации напряжений в толстостенных цилиндрах при наиболее неблагоприятных вариантах нагружения внутренним давлением и шарнирным закреплением свободных торцов

(рис. 1–3). Выявлено, что опасные сечения в галтельных переходах, определяемые по максимальной интенсивности местных напряжений, располагаются под углом Θ , величины которого существенно зависят от вида детали и в меньшей мере – от ее типоразмера (табл. 2–4). Анализ тестовой задачи показал, что большие погрешности КЭ-решения наблюдаются при определении местного напряжения σ_{3m} , а следовательно, коэффициента концентрации α_3 (табл. 1) и соответствующего относительного градиента \bar{G}_3 . В связи с этим местные напряжения σ_{3m} в опасных точках галтелей деталей гидрооснастки уточнялись исходя из граничных условий нагружения внутренним давлением $\sigma_{3m} = -p$. С учетом этого несколько корректировались КЭ-значения: $\alpha_3 = -p / \sigma_{in}$ и \bar{G}_3 . Интенсивность номинальных напряжений σ_{in} (без учета эффекта концентрации) вычисляли по известным формулам для толстостенных цилиндров. В табл. 5–7 приведены окончательные значения коэффициентов концентрации главных напряжений α_j и соответствующих относительных градиентов \bar{G}_j ($j = 1, 2, 3$). Величины α_i , \bar{G}_i , α_u , \bar{G}_u , непосредственно используемые в моделях [4, 9], рекомендуется вычислять по формулам (1)–(4).

Таблица 5. Коэффициенты концентрации главных напряжений и их относительные градиенты для корпусов гидродомкратов

№ ТР	α_1	α_2	α_3	$\bar{G}_1, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_2, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_3, \text{мм}^{-1}$
1	2,63	0,848	-0,496	1,01	0,505	0,380
2	3,22	1,08	-0,463	0,978	0,493	0,473
3	4,14	1,28	-0,419	0,948	0,481	0,641
4	4,78	1,47	-0,393	0,939	0,476	0,775
5	5,44	1,65	-0,370	0,925	0,472	0,938
6	6,12	1,85	-0,348	0,916	0,469	1,11

Таблица 6. Коэффициенты концентрации главных напряжений и их относительные градиенты для корпусов гидрогаек

№ ТР	α_1	α_2	α_3	$\bar{G}_1, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_2, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_3, \text{мм}^{-1}$
1	2,36	0,771	-0,252	0,982	0,492	0,655
2	2,65	0,844	-0,208	0,974	0,496	0,783
3	2,90	0,902	-0,176	0,968	0,499	0,981
4	3,36	1,00	-0,135	0,988	0,503	1,383

Таблица 7. Коэффициенты концентрации главных напряжений и их относительные градиенты для корпусов гидронасосов

№ ТР	α_1	α_2	α_3	$\bar{G}_1, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_2, \text{мм}^{-1}$	$\bar{G}_3, \text{мм}^{-1}$
1	1,24	0,643	-0,513	1,14	0,399	0,260
2	1,13	0,648	-0,513	1,16	0,363	0,232
3	1,05	0,644	-0,513	1,20	0,342	0,218
4	1,00	0,640	-0,513	1,26	0,340	0,207

При совершенствовании узлов гидрооснастки размеры базовых деталей могут несколько отличаться от рекомендуемых каталогом [3]. Повторное КЭ-решение рассматриваемых задач в таких случаях не всегда целесообразно ввиду его гро-

мозкости. Для промежуточных размеров деталей характеристики напряженного состояния рекомендуется определять по интерполяционным соотношениям:

$$\alpha_j = a_j K + b_j, \quad \bar{G}_j = 2(c_j K + d_j)/r, \quad (5)$$

где a_j, b_j, c_j, d_j – коэффициенты, полученные (табл. 8) методом наименьших квадратов по результатам уточненных КЭ-решений; K – безразмерный параметр, зависящий от основных размеров деталей и определяемый по формулам:

– для корпусов гидродомкратов

$$K = \sqrt{(d-30)^2 + (l-95)^2} / r, \quad 0 \leq K \leq 127;$$

– корпусов гидрогаек

$$K = \sqrt{(d-30)^2 + (l-80)^2} / r, \quad 0 \leq K \leq 131;$$

– корпусов гидронасосов

$$K = \sqrt{(d-4)^2 + (l-8)^2} / r, \quad 0 \leq K \leq 17.$$

Величины α_j и \bar{G}_j , вычисленные по соотношениям (5), отличаются от аналогичных КЭ-значений менее чем на 5 и 10 % соответственно.

Таблица 8. Значения коэффициентов интерполяционных соотношений (5)

Деталь	$\frac{a_1}{b_1}$	$\frac{a_2}{b_2}$	$\frac{a_3}{b_3}$	$\frac{c_1}{d_1}$	$\frac{c_2}{d_2}$	$\frac{c_3}{d_3}$
Корпус домкрата	$\frac{2,86 \cdot 10^{-2}}{2,56}$	$\frac{8,20 \cdot 10^{-3}}{0,827}$	$\frac{-1,21 \cdot 10^{-3}}{0,493}$	$\frac{-7,51 \cdot 10^{-5}}{0,997}$	$\frac{-2,86 \cdot 10^{-4}}{0,501}$	$\frac{5,41 \cdot 10^{-3}}{0,360}$
Корпус г/гайки	$\frac{7,13 \cdot 10^{-3}}{2,31}$	$\frac{1,65 \cdot 10^{-3}}{0,763}$	$\frac{-8,48 \cdot 10^{-4}}{-0,253}$	$\frac{0}{0,977}$	$\frac{0}{0,492}$	$\frac{5,71 \cdot 10^{-3}}{0,569}$
Корпус насоса	$\frac{-1,41 \cdot 10^{-2}}{1,23}$	$\frac{0}{0,646}$	$\frac{0}{-0,513}$	$\frac{7,35 \cdot 10^{-3}}{1,13}$	$\frac{-3,47 \cdot 10^{-3}}{0,391}$	$\frac{-3,00 \cdot 10^{-3}}{0,255}$

Таким образом, выполнено 14 КЭ-решений краевых задач о концентрации главных напряжений и их градиентов в галтелях нормированных типоразмеров корпусов гидравлических домкратов, гаек и насосов. Предложены соответствующие факторные модели для промежуточных типоразмеров указанных деталей, используемых при совершенствовании конструкций гидрооснастки.

Список литературы

1. Абрамов И. В. Эффективность работы бумагоделательных машин. – М.: Лесная промышленность, 1984. – 120 с.
2. Калинин А. А., Фаттиев Ф. Ф., Добровольский С. В. Разработка новых конструкций гидрооснастки для монтажно-демонтажных работ // Ученые ИМИ – производство: тез. докл. науч.-техн. конф. (Ижевск, март 1990 г.). – Ижевск: ИМИ, 1990. – С. 64.
3. Каталог типовой гидравлической монтажно-демонтажной оснастки для ремонта бумагоделательного оборудования / И. В. Абрамов [и др.]. – Ижевск: ИМИ, 1985. – 150 с.
4. Добровольский С. В. Энергетический метод оценки концентрации напряжений и упругопластических деформаций // Проблемы прочности. – 1999. – № 3. – С. 29–35.
5. Добровольский С. В. Анализ энергетических критериев разрушения при малоцикловом нагружении // Проблемы прочности. – 1993. – № 3. – С. 10–16.

6. Добровольский С. В., Абрамов И. В. Несущая способность конструктивных элементов при энергетической трактовке малоцикловой усталости // Проблемы прочности. – 1991. – № 1. – С. 21–26.

7. Добровольский С. В. Исследование силовых, деформационных и энергетических критериев малоцикловой прочности стали 5ХНМ при наличии концентраторов напряжений // Проблемы прочности. – 1996. – № 5. – С. 5–16.

8. Добровольский В. И., Добровольский С. В. Деформационные методы оценки малоцикловой прочности. – Ижевск: ИжГТУ, 2005. – 402 с.

9. Добровольский С. В., Добровольский В. И. Закономерности подобия малоциклового разрушения модели и детали. – Ижевск: ИжГТУ, 2006. – 243 с.

10. Добровольский С. В. Методика и результаты малоцикловых испытаний материалов и конструктивных элементов при энергетическом подходе // Заводская лаборатория. – 1996. – № 12. – С. 39–42.

11. Абрамов И. В., Турыгин Ю. В. МКЭ для расчета НДС соединений с автофретированными охватывающими деталями // Проблемы прочности. – 1987. – № 3. – С. 24–26.

12. Нейбер Г. Концентрация напряжений. – М.; Л.: Гостехиздат, 1947. – 204 с.

13. Добровольский С. В. Анализ напряжений, деформаций, энергий и их градиентов в зонах концентрации при однократном и малоцикловом нагружении // Изв. вузов. Машиностроение. – 1998. – № 4–6. – С. 14–22.

S. V. Dobrovolskiy, Doctor of Technical Sciences, Professor, Izhevsk State Technical University

V. I. Dobrovolskiy, Doctor of Technical Sciences, Professor, Izhevsk State Technical University

The Results of Estimation of Stress Concentration in Hydraulic Equipment Parts

The results of boundary problem solutions with use of finite element method to find principal stress concentration and their gradients in fillets responsible for destruction of normed size hydraulic jacks, nuts and pumps are presented. Corresponding factorial models for intermediate sizes of the specified parts used at perfection of designs of hydraulic equipment are offered.

Key words: hydraulic jacks, nuts, pumps, stress concentration.