

**В.Н. Тихенко, д-р техн. наук,
Ю.М. Хомяк, канд. техн. наук,
В.М. Жеглова**

Одесский национальный политехнический университет, Одесса, Украина

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ НАКЛОННОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ДИСКА АКСИАЛЬНОПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

RATIONAL GEOMETRICAL SLOPE PARAMETER VALVE PLATE AXIAL PISTON HYDRAULIC MACHINES

Численным и аналитическим методами проведен анализ напряженно-деформированного состояния распределителей аксиальнопоршневых гидромашин с наклонным диском. В расчетах исследовано влияние основных геометрических параметров распределительного диска на его напряженно-деформированное состояние. Разработанная методика аналитического расчета позволяет оперативно определять максимальные напряжения в перемычках для любых типоразмеров наклонного распределительного диска. На основе анализа прочности даны предложения по совершенствованию конструкции распределителя.

Ключевые слова: наклонный распределительный диск, аксиальнопоршневая гидромашинка, метод конечных элементов, эквивалентные напряжения, напряженно-деформированное состояние.

Введение

Одной из актуальных задач современного гидромашиностроения является увеличение мощности объемных гидромашин путем их форсирования по давлению. При этом улучшаются весогабаритные характеристики объемного гидропривода, что позволяет более широко использовать его в мобильных и стационарных машинах. В настоящее время внедряются в производство объемные гидронасосы и гидромоторы с рабочим давлением до 40 МПа, испытываются гидромашинки на давления до 60 МПа. Однако следствием повышения давления является увеличение напряжений и деформаций ответственных элементов гидромашин [1].

У аксиальнопоршневых гидромашин (АПП), работающих при давлениях $p = (16-25)$ МПа, срок безаварийной эксплуатации был значительно выше сроков службы машин, на которые они устанавливались (горнодобывающие, строительные и дорожные машины, сельхозтехника и др.). Поэтому задачи повышения их долговечности практически не были актуальными. Ситуация начала изменяться: при переходе на повышенные давления стали возникать разрушения элементов аксиальнопоршневых гидромашин вплоть до выхода из строя машин в целом. Для повышения нагрузочной способности усовершенствованы конструкции некоторых ответственных элементов: блоков цилиндров [2], подшипниковых узлов [3], валов [4].

Важнейшими узлами гидромашин являются системы распределения рабочей жидкости, основными элементами которых являются распределительные

диски с плоской и выпуклой (линзовый) формами. Аксиальнопоршневые гидромашинки с плоским наклонным распределительным диском, в том числе с регулируемой подачей рабочей жидкости, наиболее просты в изготовлении, благоприятны по нагруженности подшипников, имеют малые габариты и удобную для встраивания форму, хотя и несколько уступают другим типам роторно-поршневых гидромашин по КПД. Аксиальнопоршневые гидромашинки с наклонным распределительным диском в настоящее время обычно работают при давлениях 34–36 МПа.

Постановка задачи

Анализ прочности линзовых распределителей гидромашин 403.112 типа “Тримот” и предложения по их модернизации представлены в работах [5, 6]. Прочность линзовых и плоских распределительных дисков анализировалась в меньшей мере, чем других деталей аксиальнопоршневых гидромашин, хотя известны случаи их разрушения, рисунок 1, а, б. Некоторые расчеты методом конечных элементов и предложения по совершенствованию наклонных распределительных дисков для девятипоршневой аксиальнопоршневой гидромашинки выполнены в [7].

В данной работе на основе анализа прочности наклонным распределительным диском семипоршневой аксиальнопоршневой гидромашинки даны предложения по улучшению конструкции распределителя.

В Украине (ЧАО “Гидросила АПП”, Кировоград) выпускаются регулируемые АПП серий S и HPVS90 и PVH112 (HP90, HP112). У этих машин наклонные распределительные диски различаются шириной и

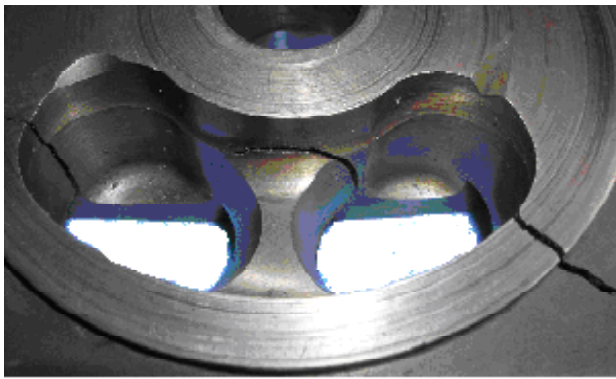


Рисунок 1 — Характер разрушения распределителей аксиальнопоршневой гидромашины: а — линзовый (материалы ОАО "Стройгидравлика"), б — плоский [6].

сектором размещения окон. Для НП112 $2r_1 = 9$ мм, $\alpha = 130,5^\circ$; для НП90 $2r_1 = 6,66$ мм, $\alpha = 138,5^\circ$.

Геометрия наклонных распределительных дисков достаточно сложна, в связи с чем для анализа использован хорошо зарекомендовавший себя метод конечных элементов (МКЭ). По чертежам наклонных распределительных дисков гидромашин НП90, НП112

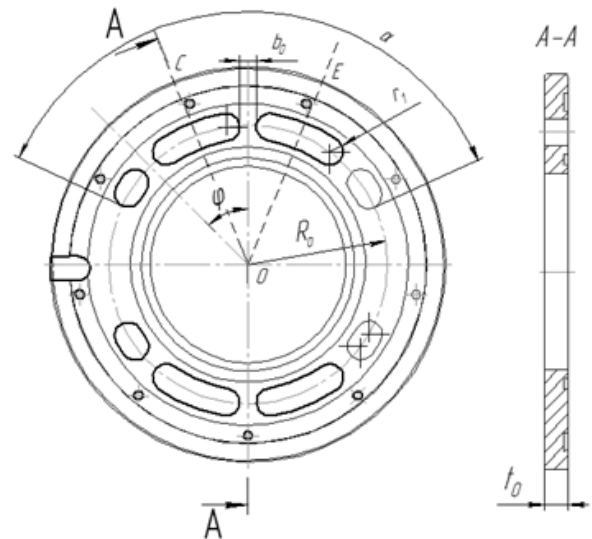


Рисунок 2 — Распределительный диск АПН

построены 3D-модели с использованием *Autodesk Inventor Professional 2010*. В качестве конечных элементов выбраны тетраэдры SOLID 92, рекомендованные для моделирования нерегулярных сеток. В качестве узловых точек взяты вершины и середины ребер каждого тетраэдра, итого десять узлов с тремя степенями свободы в каждом [8]. Исходные данные для расчета: упругие характеристики материала наклонных распределительных дисков, давление p в его окнах и условия закрепления. Материал распределителя — сталь ШХ15СГ-В-О-ОГ, термообработка — нормализация, предел прочности $y_B = 650$ МПа, модуль Юнга $E = 2,11 \cdot 10^5$ МПа. Геометрические параметры базовых конструкций обоих наклонных распределительных дисков имеет толщину $t_0 = 7,94$ мм, угловую координату перемычки $\varphi = 45^\circ$, радиус расположения окон $R_0 = 45,65$ мм (рисунок2).

По результатам численных расчетов, выполненных для заданного давления в окнах $p = 36$ МПа, построены зависимости эквивалентных напряжений от геометрических параметров наклонных распределительных дисков (рисунок 3, 4 и 5).

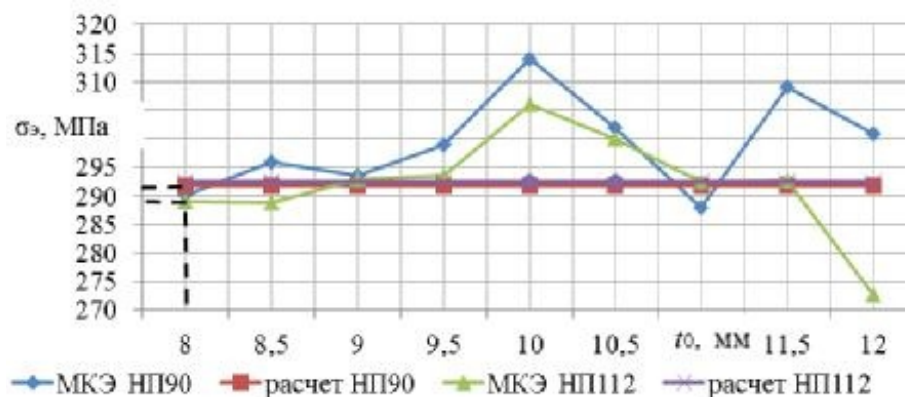


Рисунок 3 — Зависимость максимальных эквивалентных напряжений от толщины распределителей (штриховыми линиями показаны базовые конструкции)

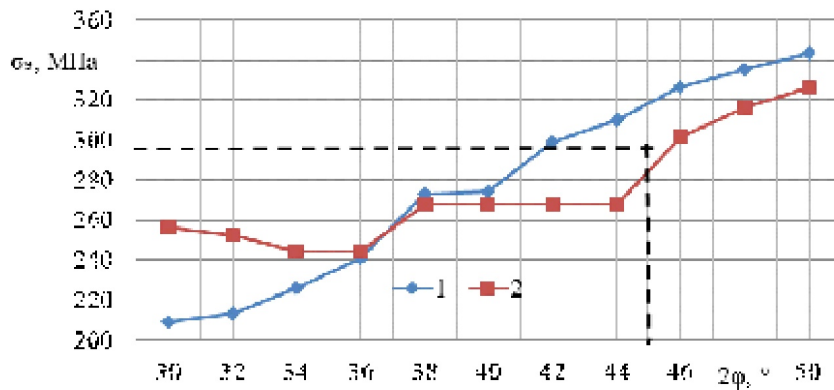


Рисунок 4 — Зависимости максимальных эквивалентных напряжений от угла между переключками для НП90 (штриховыми линиями показаны базовая конструкция): 1 — переключка центральная, 2 — боковая.

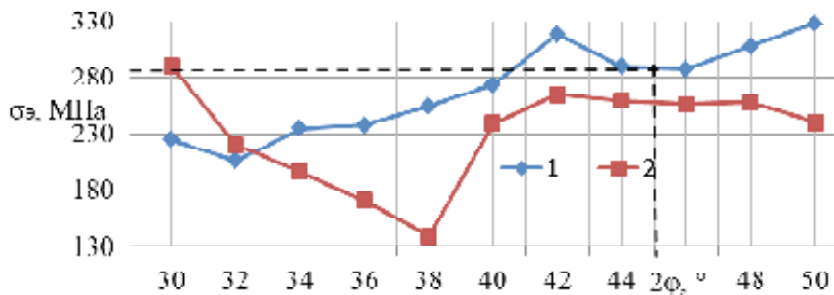


Рисунок 5 — Зависимости максимальных эквивалентных напряжений от окружного угла между переключками для НП112 (штриховыми линиями показаны базовая конструкция): 1 — переключка центральная, 2 — боковая

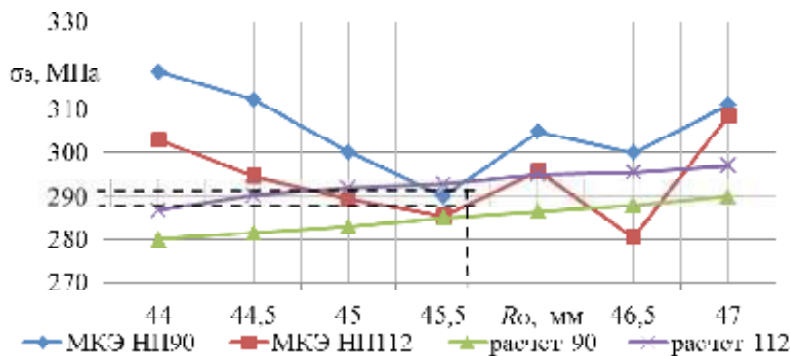


Рисунок 6 — Зависимость максимальных эквивалентных напряжений от радиуса расположения окон R₀ (штриховыми линиями показаны базовые конструкции)

В результате расчетов базовых конструкций φ установлено, что максимальные эквивалентные напряжения возникают в центральной переключке между длинными окнами (рисунок 2), и их величины составляют соответственно 290,2 МПа и 289 МПа для НП90 и НП112.

Следовательно, лимитирующим звеном по прочности наклонных распределительных дисков является переключка b₀ между окнами.

Расчеты при варьировании толщины показали, что при увеличении t₀ напряжения по Мизесу изменяются в диапазоне ± (6–8 %), т.е. в пределах точности МКЭ, рисунок 3.

Угол 2φ, определяющий размер длинных окон, выкристаллировался от 30° до 50°. Установлено, что наименьшие напряжения в переключке распределителя возникают при 2φ = (30–40°) и их величина меньше, чем при базовом 2φ = 45° на 25–29 % (рисунок 4).

При значениях 2φ < 37° напряжения в центральной переключке становятся меньше, чем в боковых.

Радиус расположения окон R₀ оказывает несущественное влияние на прочность (рисунок 6) Лучшей конструкцией по прочности оказался распределитель с радиусом R₀ = 45 мм.

Для аналитического определения напряжений в стенках и центральной переключке предложена стер-

жневая расчетная схема. Радиальными сечениями CO и EO выделен сектор COE , симметричный относительно центральной оси OY с размерами, реальной конструкции наклонных распределительных дисков (рисунок 7, а).

Поверхность окон нагружена давлением p , в сечениях стенок действуют внутренние силы N_{c1} , N_{c2} в перемычке — сила N_n (рисунок 7, б). Растягивающие силы в стенках N_{c1} и N_{c2} найдены из условия равновесия сектора COE и условия совместности деформации стенок. Сила N_n в перемычке определена из условия равновесия верхней части выделенного элемента (рисунок 7, б)

$$N_n = 0,5pt_0(l_c - b_0) - 2N_c \sin(\pi/2),$$

где l_c — длина наружной стенки,

N_c — сила в наружной стенке,

$$N_c = 2p r_1 t_0 \frac{A_{c1}}{A_{c1} + A_{c2}} \frac{\sin \varphi - \sin \beta}{\sin \varphi},$$

A_{c1} — площадь сечения наружной стенки,
 $A_{c1} = (R_2 - R_1)t_0$.

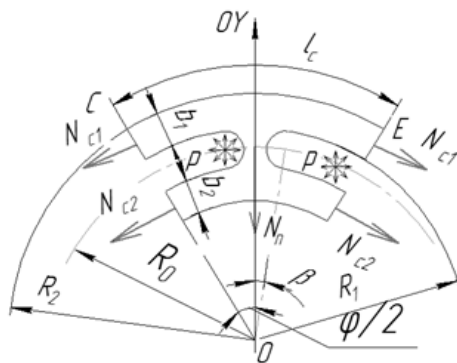
Напряжения растяжения определяем по формулам

$$\sigma_{ci} = \frac{N_{ci}}{t_0 b_i}, \quad \sigma_n = \frac{N_n}{t_0 b_0}.$$

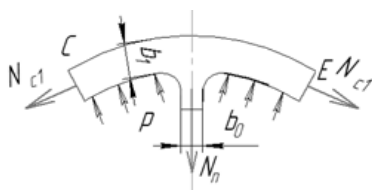
Эквивалентные напряжения в перемычке находим по четвертой теории прочности

$$\sigma_o = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2},$$

где $y_1 = y_n, y_2 = y_3 = p$.



а



б

Рисунок 7 — Схема для аналитического расчета прочности НРД: а — сектор COE для определения усилий в стенках, б — фрагмент схемы для определения усилия в перемычке

Исходные данные для аналитического расчета: ширина перемычки $b_0 = 5,33$ мм, наружный радиус наклонных распределительных дисков $R_2 = 64,77$ мм, внутренний радиус стенки окна $R_1 = 50,14$ мм. В результате расчета получены напряжения 292 МПа и 292,5 МПа для базовых конструкций гидромашин НП90 и НП112 соответственно.

Выводы

1. Численным и аналитическим методами проведен анализ распределителей АПМ. Установлено, что наибольшие напряжения возникают в межоконных перемычках распределителей.

2. Разработанная методика аналитических расчетов позволяет оперативно определять максимальные эквивалентные напряжения в перемычках для всех типоразмеров наклонных распределительных дисков, что дает возможность находить рациональные параметры их конструкций. Различия результатов расчетов, полученных численным и аналитическим методами, не превышает 10%.

3. Установлено, что изменение угла 2φ , определяющего размеры окон, в отличие от толщины распределителя и радиуса расположения окон, оказывает существенное влияние на характер НДС.

Литература

1. Михневич, А.В. Некоторые вопросы форсирования по давлению аксиальнопоршневых гидромашин / А.В. Михневич, Д.Л. Стасенко // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. — Гомель: 2012. — №1. — С. 20—25.

2. Оценка прочности модифицированного блока цилиндров аксиальнопоршневой гидромашин / Марченко Г.А., Гонтаровский П.П., Николенко И.В., Хомяк Ю.М., Печерская О.М. // Детали машин:Республ.межвед.науч.-техн.сб. — К.: Техніка, 1986. — Вып. 42. — С. 67—73.

3. Елизаров, С.П. Повышение долговечности подшипниковых узлов аксиальнопоршневых гидромашин / С.П.Елизаров // Вестник машиностроения, 1986. — №11. — С. 21—24.

4. Орлов, Ю.М. Некоторые вопросы проектирования аксиально-плунжерных гидромашин с наклонной шайбой, форсированных по давлению / Ю.М. Орлов // Вестник ЮУрГУ, Машиностроение, 2005. — № 1. — С. 114—119.

5. Жеглова, В.М. Удосконалювання конструкції торцевих розподільників аксіальнопоршневих гідромашин / Жеглова В.М., Тіхенко В.М., Хомяк Ю.М. // Аграрний вісник Причорномор'я: Зб. наук. праць. Технічні науки. — Одеса: ОДАУ, 2012. — Вип. 63. — С. 96—100.

6. Жеглова, В.М. Расчет на прочность торцевого распределителя аксиальнопоршневой гидромашин с радиальной перемычкой / В.М. Жеглова, И.В. Николенко, Ю.М. Хомяк // Динамика, надежность и дол-

говечность механических и биомеханических систем и элементов их конструкций. *Материалы науч.-техн. конф.* — Севастополь: 2008. — С. 142—148.

7. Пузанов, А.В. Оптимизация конструкции гидромашин в Advanced Simulation Technology Preview / А.В. Пузанов // САПР и графика. — 2009. — №6. — С.70—74.

8. Басов, К.А. ANSYS: Справочник пользователя / К.А. Басов. — М.: ДМК Пресс, 2005. — 640 с.

References

1. Miknevich, A.V. Nekotorye voprosy forsirovaniya po davleniy aksialnoporshnevnykh hidromashin / A.V. Miknevich, D.L. Stasenko // *Vesnik Gomelskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P.O. Sukhogo.* — Gomel. — 2012. — №1 — S. 20—25.

2. Otsenka prochnosti modyficirovanogo bloka cilindrov aksialnoporshnevoi hidromashiny/ G.A. Marchenko, P.P. Gontarovskiy, I.V. Nikolenko, Yu.M. Khomiak, O.M. Pecherskaya // *Detali mashin: Raspub. mezved. nauch.-tekhn. sb.* — K.: Tekhnika, 1986. Vyp. 42. — S. 67—73.

3. Elizarov, S.P. Povyshenie dolgovechnosti podshipnikovykh uzlov aksialnoporshnevnykh hidromashin / S.P. Yelizarov // *Vesnik mashinostroyeniya*, 1986. — №11. — S. 21—24.

4. Orlov, Yu.M. Nekotorye voprosy proektirovaniya aksialnoplunzhernykh hidromashin s naklonoy shaiboy, forsirovanykh po davleniyu / Yu.M. Orlov// *Vesnik YUUrGU/ — Mashinostroenie/* — 2005. — № 1. — S. 114—119.

5. Zheglova, V.M. Udoskanaluvania konstrukcii torcevykh rozpodilnykh aksialnoporshnevnykh hidromashin / V.M.Zheglova, V.M.Tikhenko, Yu.M. Khomiak // *Agrarnyi visnyk Prychiornomoria: Zb. nauk. prac. Tekhnichni nauky.* — Odessa: ODAU, 2012. — Vyp. 63. — С. 96—100.

6. Zheglova, V.M. Raschet na prochnost torceвого razpredelatelya aksialnoporshnevoy hydromashiny s radialnoy peremychkoy/ V.M. Zheglova, I.V. Nikolenko, Yu. M. Khomiak // *Dinamika, nadezhnost i dolgovechnost mexkhanicheskikh i biomekhanicheskikh system i elementov ikh konstruykiy. Materialy nauch.-tekhn. Konf/* — Sevastopol: 2008. — S. 142—148.

7. Puzanov, K.N. Optimizacia konstruykii hidromashiny v Advanced Simulation Technology Preview /A.V. Puzanov / *SAPR i grafika*, 2009. — №6. — S.70—74.

8. Basov, K.A. ANSYS: Spravochnik polzovatelya / K.A. Basov. — М.: ДМКПресс. — 2005. — S.70—74.

Надійшла 21.11.2013

УДК 621.22

Рациональные геометрические параметры наклонного распределительного диска аксиальнопоршневых гидромашин

**В.Н. Тихенко, Ю.М. Хомяк,
В.М. Жеглова**

Чисельним і аналітичним методами проведено аналіз напружено-деформованого стану розподільників аксіальнопоршневих гідромашин з похилим диском. У розрахунках досліджено вплив основних геометричних параметрів розподільного диска на його напружено-деформований стан. Розроблено методику аналітичного розрахунку, яка дозволяє оперативно визначати максимальні напруги у перемичках для будь-яких типорозмірів похилого розподільного диска. Відмінності напружень у міжвіконних перемичках, знайдених чисельним і запропонованим аналітичним методами, не перевищує 10%. На основі аналізу міцності надано пропозиції з удосконалення конструкції розподільника.

Ключові слова: похилий розподільний диск, аксіальнопоршнева гідромашинна, метод кінцевих елементів, еквівалентні напруження, напружено-деформований стан.

UDK 621.22

Rational geometrical slope parameter valve plate axial piston hydraulic machines

**V.N. Tikhenko, Yu. M. Khomiak,
V.M.Zheglova**

Numerical and analytical methods of the analysis of stress-strain state valves axial piston hydraulic swash valve plate. Found that the change of parameters and virtually no effect on the level of SSS. The highest stresses occur in inter window jumpers valve plate and strongly depend on the angle (ρ). Reducing stress in inter window jumpers achieved a decrease of this angle. Differences in stress inter window jumpers found numerical and analytical methods are proposed, does not exceed 10%. Based on the analysis of strength are some suggestions on improving the design of the valve plate. The developed method allows for the rapid analytical calculation to determine the maximum stress in the webs for all sizes of oblique.

Key words: valve plate, axial piston hydraulic machine, finite element method, equivalent stress, stress-strain state