

УДК 621.671

ТИМОХИН Ю.В., к.т.н., доцент (ГОО ВПО «ДОНИЖТ»)

ПАЛАМАРЧУК Т.Н., ассистент (ГОО ВПО «ДОНИЖТ»)

Результаты исследований осевой силы ротора и параметров автоматических уравнивающих устройств центробежных секционных насосов

Timohin J.W., Assistant Professor (DRTI)

Palamarchuk T.N., Assistant (DRTI)

The research results of the axial forces of the rotor and automatic settings

Введение

Развитие транспортной, энергетической, металлургической, нефтяной и других отраслей промышленности обеспечивается за счет применения новых типов насосов широкого диапазона подач и давлений, наиболее распространенными из которых являются центробежные секционные насосы. Интенсификация производства и появление новых технологических процессов предусматривает создание самого современного оборудования, которое бы соответствовало международным стандартам. В современных центробежных секционных насосах суммарная осевая сила, действующая на ротор и воспринимаемая опорами, имеет порядок от 150 до 480 кН. Уравнивание таких усилий требует создания сложных конструкций уравнивающих устройств и значительных потерь энергии при их функционировании.

Осевые силы, действующие на ротор, воспринимаются разгрузочной пятой - автоматическим уравнивающим устройством (АУУ), которое выполняют функции упорного гидростатического подшипника и концевое уплотнения с автоматически регулируемым торцовым зазором. Работа таких устройств основана на поддержании на всех режимах работы насоса гарантированного торцового зазора

между несущими элементами АУУ, в зависимости от величины уравнивающей силы. На изменение величины торцового зазора АУУ и расхода влияет случайное изменение многих физических и геометрических параметров.

Цель работы

Определение фактической величины осевой силы, действующей на ротор основных типов секционных насосов, исследование зависимости параметров АУУ от режимов их работы и числа ступеней.

Основной материал

Исследования АУУ серийных секционных насосов в промышленных условиях показали, что для совершенствования гидропята и методов ее проектного расчета важным является определение для каждой типовой конструкции АУУ таких параметров, как: - величина осевой силы, действующей на ротор секционного насоса, в зависимости от рабочего давления машины; - зависимость торцового зазора АУУ от величины уравнивающей силы; - величина максимальной грузоподъемности АУУ при минимально допустимом торцовом зазоре; величина расхода через АУУ во всем интервале изменения торцового зазора; - размеры и форма

сопряжения деталей (диаметры, эксцентриситет, перекосы и др.).

Экспериментальные лабораторные исследования характеристик ААУ секционного насоса ЦНС 60 показали [1], что фактическая величина торцового зазора $h_{2,ф}$ между диском и подпятником примерно на 40 % меньше расчетного значения $h_{2,р}$, которое задается при расчете конструктивных параметров этого устройства. Проведенные в рамках этих исследований точные измерения осевой силы ротора позволили установить, что причиной отмеченной разницы значений $h_{2,ф}$ и $h_{2,р}$ является отличие принимаемого расчетного значения осевой силы T_p от фактического $T_ф$, причем для расчета размеров деталей ААУ насосов используется необоснованно заниженные значения осевой силы.

Гидродинамическую осевую силу, действующую на ротор насоса в результате неравномерного распределения давления жидкости в боковых камерах рабочего колеса, экспериментально определяют двумя способами:

а) дифференциальным (по измерению распределений статического давления и скорости жидкости, действующей на боковую поверхность рабочих колес или на разгрузочный диск);

б) интегральным (непосредственным измерением осевой силы динамометром или иным силовым элементом).

Основными трудностями при дифференциальном способе измерения действующей на ротор насоса осевой силы является необходимость выполнения в корпусе насоса большого числа гидравлических каналов для отбора давления, а также использование большого числа манометров или специальных устройств для подключения каналов к одному прибору, сложность обработки большого объема измерений. Определение осевой силы по распределению давления, действующего на разгрузочный диск (так обычно ее определяют в промышленных условиях), требует

меньшего числа точек отбора давлений, однако недостатком в этом случае является значительная (не менее 15 %) погрешность измерения. Это обусловлено механическим контактом неподвижного и вращающегося колец ААУ, причем по мере роста осевой силы из-за износа уплотнений эта погрешность возрастает.

Преимуществом интегрального метода является непосредственное измерение величины осевой силы, но при его использовании в многоступенчатых насосах с уравнивающими устройствами гидростатического типа возникают трудности, обусловленные тем, что осевая сила возникает внутри самого ротора и не передается непосредственно от него на подшипниковые опоры. Один из применяемых способов измерения осевой силы в этом случае состоит в создании дополнительной подшипниковой опоры для восприятия действующей на ротор осевой нагрузки, через которую последняя передается на силоизмерительное устройство.

Конкретными примерами реализации данного способа являются следующие кинематические схемы:

а) подшипник - промежуточный элемент - силовой динамометр;

б) подшипник - промежуточный элемент - гидравлический поршень - манометр;

в) подшипник - промежуточный элемент - рычаг - силовая тензобалка.

Наряду с простотой конструкции перечисленных схем, малой трудоемкостью экспериментальных работ, проведение измерений требует выключения из работы гидравлического разгрузочного устройства, что сопровождается изменением параметров насоса (напора, мощности, КПД), а также самой осевой силы из-за изменения величины радиальных протечек в боковой камере рабочего колеса последней ступени. Все эти недостатки исключаются при тензометрировании одной из нагруженных осевой силой деталей

ротора. Основная трудность при этом заключается в передаче без искажений полученного сигнала с вращающегося вала на регистрирующий прибор. Применение специального токосъемного устройства [2] позволило разрешить эту проблему и с высокой точностью экспериментально определить фактическое значение осевой силы секционного насоса.

Измерение осевой силы было выполнено на серийном насосе ЦНС 60-132 с помощью дюралюминиевой нагружаемой втулки с тензорезисторами, установленной на валу ротора между диском разгрузки и гайкой ротора. Передача сигнала от тензодатчиков на втулке к усилителю производилась с помощью токосъемника. Для обеспечения достаточной чувствительности размеры втулки выбраны из условия обеспечения напряжений сжатия не менее 0,015...0,02 ГПа при максимальной величине измеряемой силы (ориентировочно принятой 20 кН). Применение в качестве материала дюралюминия позволило без уменьшения чувствительности увеличить по сравнению с втулкой из углеродистой стали рабочее сечение силоизмерительной детали и тем самым – повысить ее устойчивость на сжатие.

Измерение осевой силы при минимальной величине радиальных зазоров щелевых уплотнений рабочих колес, равной 0,3 мм, было выполнено при различных осевых положениях роторе насоса. Смещения ротора вперед и назад от равновесного положения на 2...3 мм не приводили к заметному изменению напорной характеристики и осевой силы. При смещении ротора вперед на 5 мм (т.е. при остаточной ширине передней боковой камеры не более 1 мм) наблюдалось увеличение осевой силы до 4%. При

ширине боковой камеры, примыкающей к ведущему диску, равной не более 1,0 мм, происходило снижение (на 4...5%) величины действующей на ротор осевой силы.

Для определения влияния изменения величины зазоров в щелевых уплотнениях рабочих колес на осевую силу было проведено измерение параметров при начальном зазоре 0,30 мм и расточенных до 0,6 и 1,0 мм зазорах. Результаты экспериментальных исследований представлены на рисунках 1 и 2. Как следует из графика (рис. 1), представляющего собой зависимость фактической осевой силы T_{ϕ} от напора насоса H , увеличение зазора от 0,3 мм до 1,0 мм в щелевых уплотнениях приводит почти к двукратному росту осевой силы, причем снижение напорной характеристики в ее рабочей части составляет всего 10...12 % (рис. 2). На рис. 1 (кривая 1) выделено расчетное значение осевой силы T_p , полученное по формуле А.А.Ломакина [3] для номинального режима работы насоса ЦНС 60-132. Его значение составляет 6,15 кН, что примерно на 40% меньше, чем фактическая величина осевой силы при начальных зазорах в щелевых уплотнениях рабочих колес. При этом, следует отметить, что обусловленный износом в процессе эксплуатации фактический радиальный зазор может достигать больших значений, чем установленный для исследования максимальный зазор – 1,0 мм. Так, значения радиальных зазоров щелевых уплотнений рабочих колес насосов ЦНС 300, поступающих на ремонт, составляют 1,05...1,25 мм.

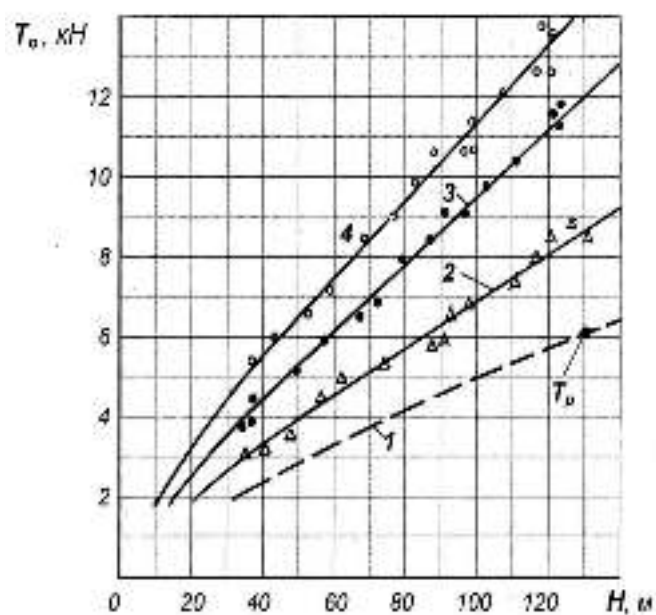


Рис. 1. - Зависимость осевой силы T_0 , действующей на ротор насоса ЦНС 60-132 от напора H : 1- расчетные значения при зазорах в щелевых уплотнениях рабочих колес 0,3 мм (T_p – для напора 132 м, соответствующего режиму с номинальными параметрами); 2, 3, 4 – экспериментальные значения, полученные при зазорах в уплотнениях соответственно 0,3, 0,6 и 1,0 мм

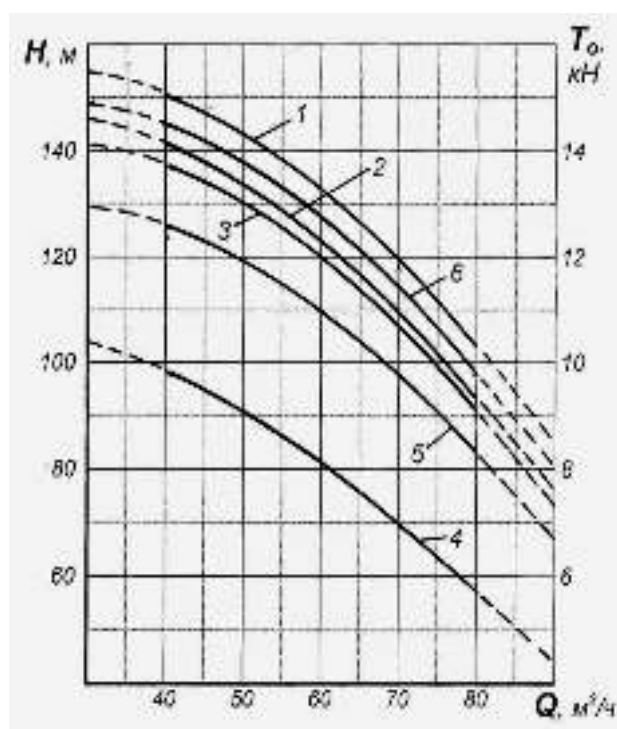


Рис 2. - Изменение напорных характеристик насоса (кривые 1, 2, 3 - соответственно при зазорах в уплотнениях 0,3, 0,6 и 1,0 мм) и осевой силы ротора (кривые 4, 5 и 6 – соответственно при зазорах 0,3, 0,6 и 1,0 мм) в рабочем интервале подач от 45 до 80 м³/ч

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Для определения границ надежного использования ААУ секционных насосов выполнена, с учетом полученных расчетных зависимостей [4, 5], оценка уравнивающей осевой силы F , действующей на диск, расхода через гидропята q и коэффициента перепада давления β , в зависимости от торцового зазора h_2 между кольцами гидропята:

$$F = \beta \Delta p \left[R_2^2 (\varphi^2 + \varphi + 1) - 3R_0^2 \right] \quad (1)$$

$$q = 2\pi R_2 h_2 \varphi \sqrt{\beta \frac{\Delta p}{\zeta_2}} \quad (2)$$

$$\beta = \frac{\Delta p_2}{\Delta p} = \frac{1}{\zeta_{1ex} + \frac{\lambda_1 l_1}{2h_1} \frac{\varphi^2 R_2^2 h_2^2}{R_0^2 h_1^2}} \quad (3)$$

$$\zeta_2 = \zeta_{2ex} + \varphi^2 + (1 - \varphi) \varphi \frac{\lambda_2 R_2}{2h_2} \quad (4)$$

$$F = T_o \quad (5)$$

В формулах (1), (2), (3), (4) и (5) обозначены: Δp – полный перепад давления на разгрузочном устройстве; Δp_2 – перепад давления в торцовой щели; R_2 , R_1 , – наружный и внутренний радиусы кольцевой части диска гидропята; φ – параметр, характеризующий относительную длину кольцевой части диска, $\varphi = R_1/R_2$; R_0 , l_1 – соответственно наружный радиус и длина цилиндрической дросселирующей втулки; h_1 , h_2 – соответственно радиальный зазор в цилиндрическом дросселирующем уплотнении и торцовый зазор между кольцами гидропята; ζ_2 , ζ_{1ex} , ζ_{2ex} – коэффициенты потерь в торцовой щелевом зазоре и соответственно на входе в цилиндрический и торцовый зазор; λ_1 , λ_2 – коэффициенты гидравлического трения цилиндрической и торцовой щели; T_o – значение осевой силы, действующей на ротор насоса в расчетном режиме. Для расчетов принято [3]: $\lambda_1 = 0,04$, $\lambda_2 = 0,06$, $\zeta_{1ex} = 1,40$, $\zeta_{2ex} = 0,20$.

Таблица 1.

Параметры (для режима номинальных подачи и напора насоса)	Тип насоса				
	ЦНС 300- 120...600	ЦНС 180- 85...425	ЦНС 500- 160...880	ЦНСШ 300- 140...800	АЦНС 550 - 182...1000
Наружный радиус кольца гидропята R_2 , мм	142,5	117,5	180,0	147,5	190,0
Внутренний радиус кольца гидропята R_1 , мм	112,5	95,0	140,0	111,5	150,0
Наружный радиус цилиндрической (дросселирующей) втулки, мм	62,5	50,0	75,0	62,5	80,0
Длина цилиндрической щели l , мм	120,0	90,0	158,0	111,0	172,0
Средний радиальный зазор между дросселирующей втулкой и втулкой разгрузки h_1 , мм	0,25	0,22	0,5	0,24	0,52

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Осевая сила, действующая на ротор T_o , кН: - для 10-ти ступенчатого насоса	119,1	53,2	228,5	174,0	264,6
- для 2-х ступенчатого насоса	30,6	15,0	57,5	44,8	66,6
Коэффициент регулирования перепада давления β - для 10-ти ступенчатого насоса	0,59	0,55	0,49	0,56	0,52
- для 2-х ступенчатого насоса	0,86	0,83	0,72	0,82	0,74
Расход дросселируемой жидкости через гидропату q , м ³ /ч: - для 10-ти ступенчатого насоса	8,4	4,32	17,4	7,92	19,3
- для 2-х ступенчатого насоса	3,5	1,92	7,30	3,5	8,68
Фактический торцовый зазор между кольцами гидропаты h_2 , мм: - для 10-ти ступенчатого насоса	0,110	0,081	0,125	0,092	0,132
- для 2-х ступенчатого насоса	0,061	0,052	0,09	0,063	0,10
Расчетная величина зазора между кольцами гидропаты h_2 для 10-ти ступенчатого насоса, мм: (конструкторский расчет в расчетно-пояснительной записке завода-изготовителя)	0,125	0,12	0,14	0,14	0,15
Максимальная грузоподъемность гидропаты F_{max} , кН: - для 10-ти ступенчатого насоса	214	79,7	445	313	484
- для 2-х ступенчатого насоса	32,1	15,9	71,5	51,9	80,8
Запас грузоподъемности s , % - для 10-ти ступенчатого насоса	1,79	1,49	1,95	1,80	1,83
- для 2-х ступенчатого насоса	1,05	1,06	1,25	1,16	1,21

Вычисления силовых и гидравлических параметров разгрузочного устройства были проведены для основных типов секционных насосов: ЦНС 180-85...425, ЦНС 300-120...600, ЦНС 500-160...880, ЦНСШ 300-140...800, ЦНС 550-182...1000. Результаты расчета для режимов работы насосов, соответствующим номинальным значениям напора, приведены в табл. 1, и на рис. 3 – графики зависимостей $F - h_2$; $q - h_2$; $\beta -$

h_2 для насосов ЦНС 300-120...600 и ЦНС 180-85...425, наиболее используемых на водоотливных установках шахт и рудников (до 94%). Также на рис. 4 представлены полученные зависимости безразмерной уравновешивающей илы F_H/F от роста величины R_{2H}/R_2 и радиального зазора h_1 в цилиндрическом уплотнении для насосов ЦНС 300-600 и ЦНСШ 300-720.

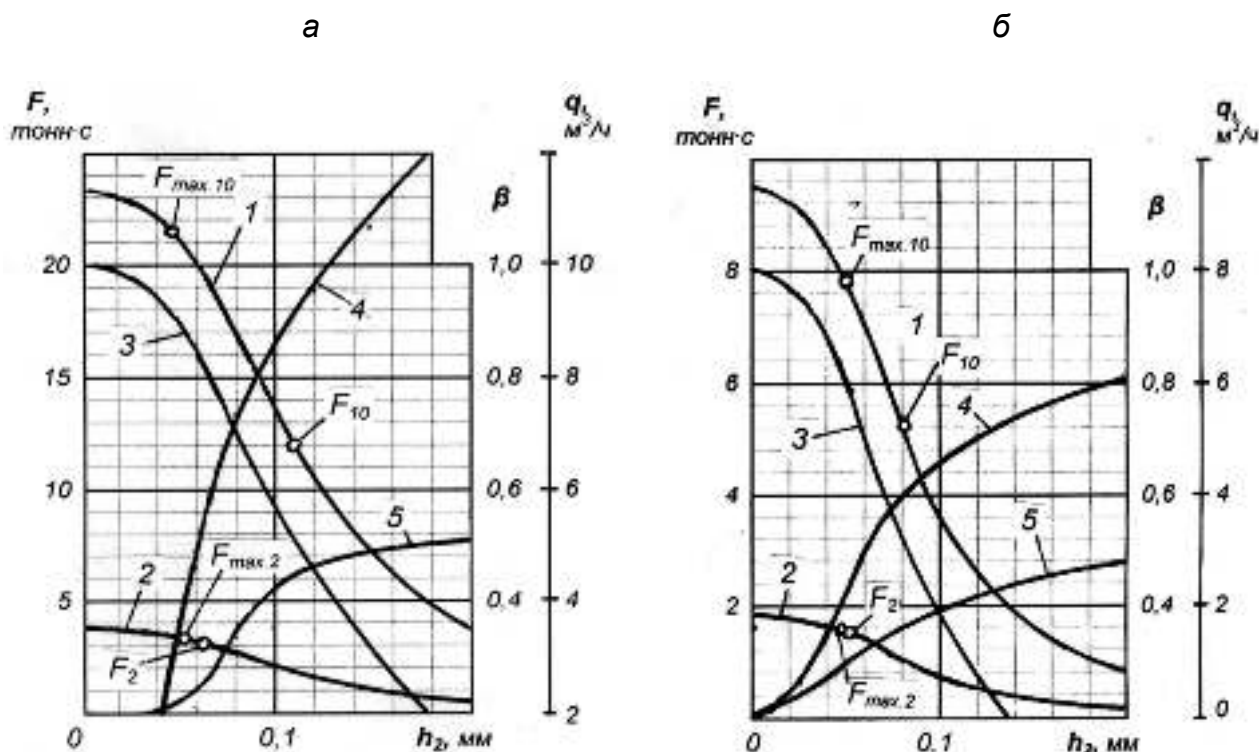


Рис. 3 Зависимости уравновешивающей силы $F=f(h_2)$, расхода через гидропятю $q=f(h_2)$ и коэффициента регулирования $\beta=f(h_2)$ для насосов ЦНС 300 (а) и ЦНС 180 (б):
 1, 2 – кривая $F=f(h_2)$ соответственно для 10-ти и 2-х ступенчатого исполнения; 3 - кривая $\beta=f(h_2)$; 4, 5 – кривая $q=f(h_2)$ соответственно для 10-ти и 2-х ступеней.
 F_{10} , F_2 - значения осевой силы, действующей на ротор 10-ти и 2-х ступенчатого насоса в режиме номинального напора и подачи; $F_{max,10}$, $F_{max,2}$ - максимальные значения осевой силы, действующей на ротор 10-ти и 2-х ступенчатого насоса при минимально допустимом зазоре $h_2 = 0,05$ мм

Уравновешивающая сила F гидропятю 10-ти ступенчатого насоса ЦНС 300-600 в интервале торцового зазора $h_2 = 0...0,2$ мм изменяется от 23,3 до 3,9 тонн·с, 2-х ступенчатого – от 3,46 до 0,59 тонн·с. Для гидропятю насосов ЦНС 180-425 (10 ступеней) и ЦНС 180-85 (2 ступени) характеристика уравновешивающей силы (рис. 3,б) соответственно изменяется в диапазонах $F = 9,26...0,81$ тонн·с и $F = 1,85...0,16$ тонн·с. Равновесное осевое положение ротора обеспечивается при равенстве осевых нагрузок $F = T_o$, при этом параметры разгрузочных устройств этих типов насосов имеют следующие значения (рис. 3, табл. 1):

- для 10-ти и 2-х ступенчатых насосов

ЦНС 300 соответственно: силы уравновешивающая гидропятю и осевая ротора $F = T_o = 11,91$ и $3,06$ тонн·с; фактический зазор в гидропятю составляет $h_2 = 0,11$ и $0,061$ мм, что на 13 и 51 % ниже величины $h_{2p} = 0,125$ мм, заданной при проектировании ГРУ; коэффициент регулирования $\beta = 0,58$ и $0,86$; расход через пятю $q = 8,8$ и $2,2$ м³/ч,

- для 10-ти и 2-х ступенчатых насосов ЦНС 180-425 соответственно: $F = T_o = 5,32$ и $1,5$ тонн·с; $h_2 = 0,081$ и $0,052$ мм, что меньше расчетной величины ($h_{2p} = 0,12$ мм) на 32 и 57 %;

$\beta = 0,55$ и $0,83$; $q = 4,32$ и $1,9$ м³/ч.

Сопоставляя эти данные, необходимо учесть, что минимально допустимый (бесконтактный) торцовый зазор в АУУ

секционных насосов обусловлен точностью изготовления и сборки деталей этого узла и составляет 0,05...0,06 мм. Принимая нижнее значение – 0,05 мм в качестве ограничения по эксплуатационному зазору в гидропяте, укажем, соответствующее ему, максимальную несущую способность гидропяты F_{max} серийных насосов ЦНС 300 и ЦНС 180 (рис. 3, табл. 1) и запас разгрузочного устройства по грузоподъемности $s = F_{max}/F$. Для насосов ЦНС 300-120 (2 ступени) и ЦНС 300-600 (10 ступеней): $F_{max} = 3,21$ и 21,4 тонн·с, $s = 1,05$ и 1,79, соответственно. У двух- и десятиступенчатых насосов ЦНС 180 те же параметры имеют следующие значения: $F_{max} = 1,59$ и 7,97, $s = 1,06$ и 1,49,

соответственно.

Аналогичные особенности рабочих параметров АУУ (- значительно меньшее значение фактического торцового зазора h_2 по сравнению с его расчетной величиной, особенно при малом числе ступеней, - высокое значение коэффициента регулирования β в системах уравнивания ротора у насосов с малым числом ступеней; - недостаточный для максимального числа ступеней и крайне малый запас грузоподъемности гидропяты s для числа ступеней от 2-х до 4-х) характерны и для других типов применяемых насосов - ЦНС 500, ЦНСШ300, АЦНС 550.

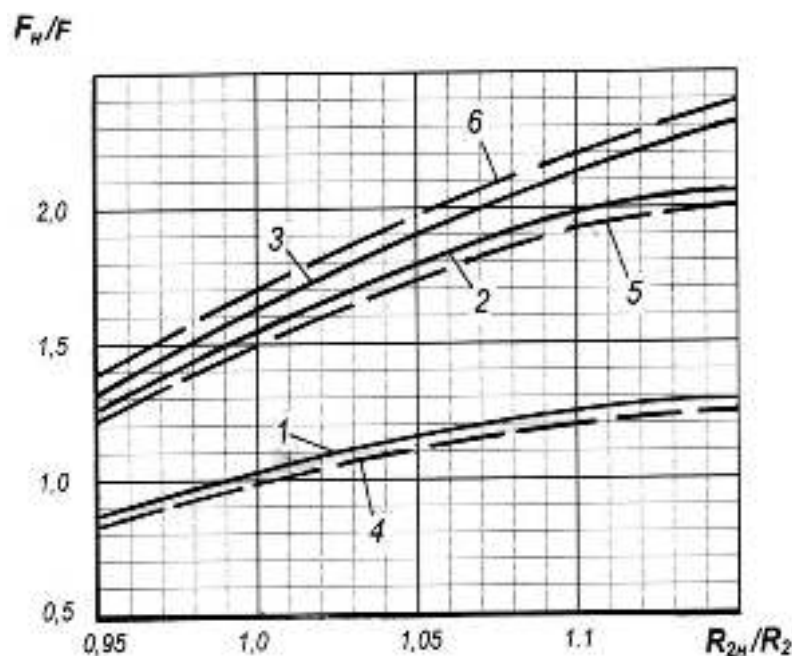


Рис. 4. - Зависимость безразмерной уравнивающей силы $s = F_n/F$ от величины R_{2n} / R_2 и радиального зазора h_l в цилиндрическом уплотнении гидропяты:

- 1, 4 – при зазоре $h_l = 0,25$ мм, соответственно для насоса ЦНС 300-600 и ЦНСШ 300-720;
- 2, 5 – при зазоре $h_l = 0,50$ мм, соответственно для насоса ЦНС 300-600 и ЦНСШ 300-720;
- 3, 6 – при зазоре $h_l = 0,75$ мм, соответственно для насоса ЦНС 300-600 и ЦНСШ 300-720;

Вопрос выбора того или иного способа повышения грузоподъемности АУУ может быть обоснован результатами анализа, представленного в графическом виде на рис. 4. Из полученных графиков следует, что за счет увеличения наружного

радиуса R_2 (до 15 %) можно повысить запас грузоподъемности $s = F_{max}/F$ не более, чем в 1,3 раза. Если уменьшить гидравлическое сопротивление цилиндрической щели примерно вдвое, т.е. номинальный зазор $h_l = 0,25$ мм увеличить до 0,5 мм, то без

увеличения наружного радиуса колец гидропят будет достигнут запас грузоподъемности (рис. 4, кривые 2 и 5) в 1,5...1,6 раза, превышающий номинальное значение. При одновременном применении этих двух мероприятий (увеличении наружного радиуса до 15 % и расточке цилиндрического зазора h_1 до 0,5 мм) можно добиться более чем 2-х кратного роста запаса грузоподъемности (см. правую зону графика).

Выводы

1. Экспериментальные исследования показали, что осевое смещение ротора секционного насоса вперед или назад на 2...3 мм относительно его центрального положения, не приводит к заметному изменению напорной характеристики насоса и осевой силы, действующей на ротор. При аварийном смещении ротора в сторону нагнетания или в сторону всасывания (5 мм и более) наблюдается соответствующее уменьшение или увеличение на 4...5 % осевой силы.

2. Увеличение щелевого зазора в уплотнениях рабочих колес от 0,3 до 1,0 мм приводит примерно к двукратному росту осевой силы. При этом следует отметить, что по результатам дефектации деталей проточной части насосов серии ЦНС, поступивших в 2008-13 гг. в капитальный ремонт, на специализированные предприятия (Антрацитовский РМЗ, Краснолучский РМЗ) зазор в щелевых уплотнениях у более половины насосов превышал установленный для исследования максимальный зазор – 1,0 мм и составлял от 1,1 до 1,25 мм.

3. Измеренная фактическая величина осевой силы ротора нового насоса секционного типа при номинальных зазорах в щелевых уплотнениях рабочих колес ориентировочно в 1,4 раза превышает значение осевой силы, полученное расчетом АУУ на стадии проектирования насоса.

4. Использование при проектировании уравновешивающих

устройств насосов ЦНС первоначально заниженного значения осевой силы, действующей на ротор, предопределяет значительное отклонение фактических параметров (силовых и гидравлических) гидропаты от заданных в проектом расчете: - торцовый зазор между кольцами на 13 % (для 10-ти ступеней насоса ЦНС 300) и на 51 % (для 2-х ступеней) ниже расчетного; - коэффициент регулирования β на 16 % (для 10-ти ступеней насоса ЦНС 300) и на 71 % (для 2-х ступеней) выше, заданного при расчете. Аналогичное несоответствие фактических (эксплуатационных) параметров АУУ, выбранным по расчету на стадии проектирования, характерно и для других типов секционных насосов: ЦНС 180, ЦНС 500 и ЦНСШ 300.

5. Нелинейное увеличение коэффициента регулирования β от большего до меньшего числа ступеней (например, для насоса ЦНС 300 – от 0,58 (10 ступеней) до 0,83 (2 ступени) и уменьшение торцового зазора гидропаты h_2 с 0,11 мм (10 ступеней) до 0,061 мм (2 ступени), свидетельствует о том, что выбранные проектным расчетом размеры АУУ для 10-ти ступенчатого насоса, не могут обеспечить ее нормальное функционирование и надежную работу при малом числе ступеней. Этот вывод распространяется на все применяемые типы насосов, в том числе и на освоенные промышленностью Украины и России в последние два десятилетия модернизированные стальные насосы ЦНС 500, ЦНСШ 300, НСШ 410 и его аналог НСШ 500.

6. С учетом роста в процессе эксплуатации (2-х кратного и более) осевой силы ротора, обусловленного износом щелевых уплотнений рабочих колес, запас грузоподъемности $s = F_{max}/F$ разгрузочных устройств секционных насосов является либо недостаточным для максимального числа ступеней (например, для насоса ЦНС 300-600 $s = 1,8$), либо крайне малым для малого числа ступеней (для насоса ЦНС 300-120 $s = 1,05$). Поэтому, даже при

непродолжительной эксплуатации насоса, после достижения осевой силы уровня, соизмеримого с максимальной ее величиной F_{max} , торцовый зазор уменьшается до предельно малых значений - $h_2 = 0,05$ мм, а между кольцами гидропята возникает контактное трение и быстрое их разрушение.

7. Обеспечение устойчивой и бесконтактной работы ГРУ в интервале оптимальных значений коэффициента регулирования $\beta = 0,4 \dots 0,6$ достигается управлением следующих факторов: а) изменением площади участка разгрузочного диска (пяты) и неподвижного кольца (подпятника), примыкающей к разгрузочной камере; б) изменением гидравлического сопротивления цилиндрической щели; в) изменением гидравлического сопротивления торцовой щели.

8. Повышение запаса грузоподъемности гидропята может быть достигнуто за счет следующих мероприятий:

а) одновременное увеличение наружного R_2 и внутреннего радиуса R_1 колец АУУ (до 15 %) – обеспечивается рост параметра $s = F_{max}/F$ не более, чем в 1,3 раза;

б) уменьшение гидравлического сопротивления цилиндрической щели без увеличения наружного радиуса колец гидропята (например, при увеличении щелевого зазора от $h_1 = 0,25$ мм до 0,5 мм) будет достигнуто повышение запаса s примерно в 1,4 раза;

в) одновременное применение этих двух мероприятий (увеличение наружного и внутреннего радиуса колец гидропята и расширение номинального зазора h_1 вдвое) – рост запаса грузоподъемности более, чем на 60 %;

г) дозированная подача в рабочую камеру гидропята при малых торцовых зазорах ($h_2 < 0,08$ мм) по специальному байпасному каналу жидкости под давлением, соизмеримым с развиваемым давлением насоса – обеспечивается рост параметра грузоподъемности более чем в

2,5 раза.

Избирательное использование мероприятий а), б), в) и г) позволяет существенно повысить надежность АУУ как на стадии изготовления насосов, так и при поддержании их работоспособности на стадии эксплуатации

Список литературы:

1. Паламарчук, Н.В. Особенности функционирования гидравлических разгрузочных устройств шахтных насосов / Н.В.Паламарчук, Ю.В.Тимохин // Уголь Украины, № 2, 2008 г., стр.15-18
2. Паламарчук, Н.В. Шахтные и рудничные насосы: Справочное пособие / Н.В.Паламарчук – Донецк, ООО Горные машины, 2009, 601 с.
3. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А.Ломакин. - Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
4. Марцинковский, В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / В.А.Марцинковский - М.: Машиностроение, 1970, 272 с.
5. Паламарчук, Н.В. Выбор оптимальных конструктивных размеров гидравлического разгрузочного устройства шахтного насоса с учетом энергетических потерь / Н.В.Паламарчук, Ю.В.Тимохин // Стационарное оборудование шахт. Сб. трудов НИИГМ им. Федорова - До-нецк, 1988, С. 32-39

Аннотации:

В статье приведены результаты экспериментальных исследований осевой силы, действующей на ротор секционных насосов. Установлено, что увеличение щелевого зазора с 0,3 до 1,0 мм приводит к росту осевой силы примерно в 2 раза. Показано, что фактическая величина осевой силы ориентировочно в 1,4 раза превышает расчетное значение, задаваемое на стадии проектирования уравновешивающего устройства. Даны рекомендации по увеличению грузоподъемности эксплуатируемых и вновь проектируемых автоматических уравновешивающих устройств для различных режимов работы секционных насосов.

Ключевые слова: насос центробежный, осевая сила, ротор, устройство уравнивающее, щелевое уплотнение.

The article presents the results of experimental studies of axial forces, acting on the rotor are established sectional pumps. The increase of the slot die gap of from 0.3 to 1.0 mm leads to an increase of the axial force of approximately 2 times. It is shown that the

actual value of the axial forces of roughly 1.4 times higher than the estimated value specified at the design stage balancing device. Recommendations to increase cargo stretch that far and exploited the newly designed automatic balancing devices for different modes of operation of sectional pumps.

Key words: centrifugal pump, the axial force, the rotor, balancing device, slit seal.