

ВЕСТНИК

НАЦИОНАЛЬНОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
УКРАИНЫ

“ КИЕВСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ ”

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Том 1

2000

38

С.В.Сапожников, наук.співроб.

В.А.Соляник, канд.техн.наук

С.М.Яхненко, інж.

**Влияние немодельных изменений геометрии
проточной части свободновихревого насоса
типа "Туго" на его коэффициент полезного действия**

Приведен анализ экспериментальных данных по влиянию немодельных изменений геометрии проточной части свободновихревого насоса типа «Туго» на его коэффициент полезного действия. Изменению подвергались: диаметр входного патрубка, ширина свободной камеры, входной участок лопастей рабочего колеса, радиальный и торцевой зазоры рабочего колеса. Анализ сделан с целью минимизации возникающих дополнительных гидравлических потерь и создания методики пересчета характеристики насоса с воды на газожидкостную смесь.

Свободновихревые насосы (СВН) сегодня широко используемое оборудование, при этом по экономичности они уступают традиционным центробежным насосам на те же параметры. В работе [1] показана объективная неизбежность данного положения применительно к СВН типа "Туго" (рис.1) с коэффициентом быстроходности $n_s = 100$,

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

где n – частота вращения насоса, об/мин; Q – подача насоса, м³/с; H – напор насоса, м.

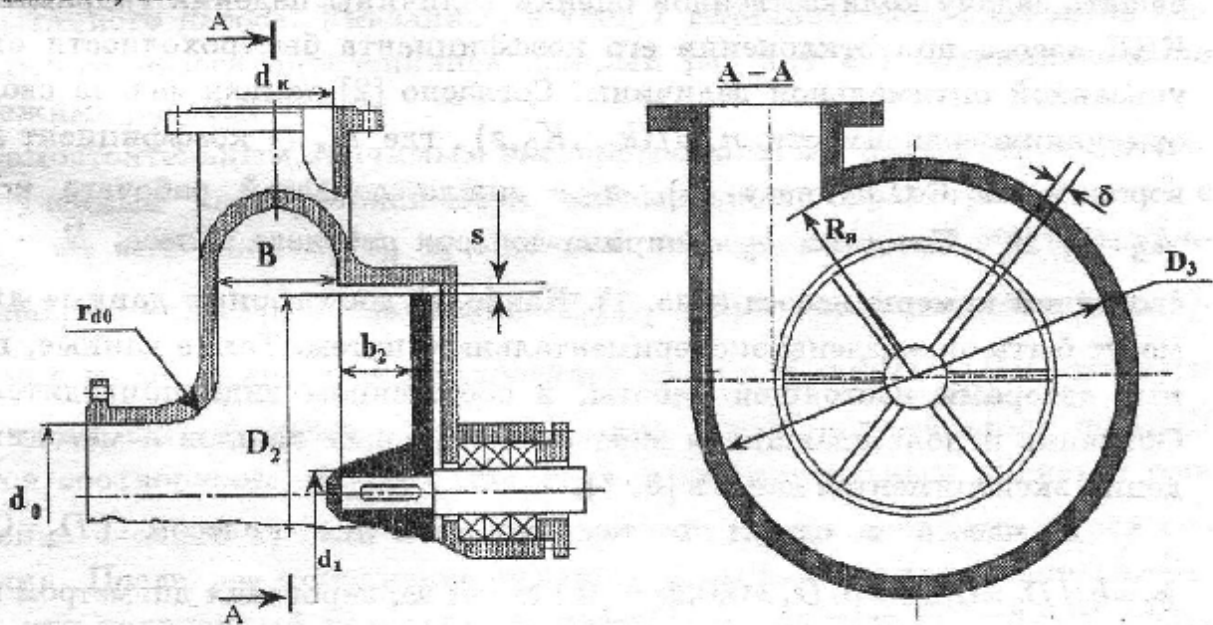


Рис.1. Конструктивная схема проточной части СВН типа «Туго».

Рабочий процесс данного насоса имеет вихревой характер и при его осу-

ществлении неизбежны затраты энергии, которые характеризуются величиной КПД рабочего процесса $\eta_{рп}$. Согласно [1] для СВН типа "Turo" с $n_s = 100$ имеем $\eta_{рп} = 0,63$ и это предельно достижимый КПД в насосах данного вида.

Имеется также другая проблема, связанная с экономичностью СВН типа "Turo". При $n_s \neq 100$ КПД насоса заметно падает. Он составляет примерно 80 % от КПД насоса с $n_{s_{опт}} = 100$ при граничных значениях диапазона $n_s = 60-140$ (диапазон использования по n_s рассматриваемых насосов на практике). Объяснение данному положению дается в [2], где сделан вывод - в основе всех используемых СВН типа "Turo" лежит одна и та же модельная проточная часть, насосы с $n_s \neq n_{s_{опт}}$ созданы за счет введения в нее немодельных изменений. В этих условиях актуальной является задача проведения оптимизационных гидравлических расчетов проточной части при внесении в нее немодельных изменений с целью минимизации возникающих при этом дополнительных гидравлических потерь.

Самостоятельной, применительно к объекту нашего рассмотрения, является задача создания методики пересчета характеристики насоса с воды на газожидкостную смесь. Установлено [3], что СВН типа "Turo" существенно превосходит другие динамические насосы с теми же параметрами при работе на газожидкостной смеси. Соответственно, при использовании СВН для данной цели необходимо уметь определить их достоверную рабочую характеристику. В работе [4] показана возможность сведения данной задачи к определению зависимости величины потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений в проточной части насоса при работе на чистой воде от его коэффициента быстроходности.

Таким образом, для решения обеих из указанных задач необходимо решать задачу количественной оценки величины падения гидравлического КПД насоса при отклонении его коэффициента быстроходности от вышеуказанной оптимальной величины. Согласно [2] данная задача сводится к отысканию зависимости $n_s = f(k_{ex}, K_B, z)$, где k_{ex} - коэффициент входной воронки по С.С.Рудневу [5], z - число лопастей рабочего колеса, а $K_B = b_2/B_k$. При этом b_2 - ширина лопасти рабочего колеса, B_k - ширина свободной камеры насоса (рис. 1). Наиболее достоверные данные для этого могут быть определены экспериментальным путем. Такие данные, полученные авторами настоящей работы, в обобщенном виде приводятся ниже. Описание использовавшихся экспериментальных стендов и методик проведения экспериментов даны в [6, 7].

В насосе с одним и тем же рабочим колесом ($D_2 = 0,275$ м; $\bar{b}_2 = b_2/D_2 = 0,2; \bar{\delta} = \delta/D_2 = 0,02; z = 10$) путем варьирования диаметром входного патрубка насоса $d_0 = k_{ex} D_q$ и шириной свободной камеры насоса $B_k = b_2/K_B$ получены экспериментальные данные, представленные в таблице 1.

Таблица 1

Изменения n_s и η свободновихревого насоса типа "Туго" при изменении диаметра входного патрубка и ширины свободной камеры

\bar{d}_0	K_B					
	1,3	1,1	0,91	0,76	0,68	0,52
0,153	38/48	36/53	-	23,5/47	-	-
0,182	40/49	45/59	48,5/69	47,5/65	44/75	-
0,224	40/48	49/61	53,5/73	53/77	50/90	44/92
0,295	42/46	52/69	55/77	54/82	55/93	50/103
0,353	41/50	50,5/75	55/79	56/85	57/98	52/110
0,473	39/50	48/68	55,5/79	57/84	57/100	53/112

В табл. 1 при каждом сочетании \bar{d}_0 и K_B дробно показаны: числитель – значение КПД насоса в процентах; знаменатель – величина коэффициента быстроходности насоса. Указанный КПД насоса равен [4]

$$\eta = \eta_{гс} \eta_{рп} \eta_{дт},$$

где $\eta_{гс}$ – КПД, учитывающий потери энергии на гидравлические сопротивления в проточной части насоса; $\eta_{рп}$ – КПД рабочего процесса насоса, учитывающий его вихревой принцип действия; $\eta_{дт}$ – потери на дисковое трение.

Приведенная величина КПД соответствует максимальному его значению, полученному для данного геометрического исполнения проточной части испытанного насоса. Указанные в табл.1 величины коэффициентов быстроходности насоса определялись каждый раз для его оптимального по КПД режима работы.

Самостоятельным значимым экспериментальным результатом является полученными нами зависимости оптимальных параметров насоса с $n_s = n_{s_{opt}}$ от величины d_1/d_0 при прямой подрезке входного участка лопастей рабочего колеса и от величины d_1/D_2 – при косой подрезке (рис. 2).

Принимая во внимание, что испытывался насос с $\bar{d}_0 = d_0/D_2 = 0,4$, мы имеем однозначный результат – для СВН типа "Туго" оптимальным по КПД является соотношение $d_0 = d_1$. При этом предпочтительным является расположение входной кромки лопастей рабочего колеса параллельно оси его вращения. Последнее исполнение является и наиболее технологичным. Отметим, что полученный результат соответствует гипотезе по этому поводу, сделанной в [8].

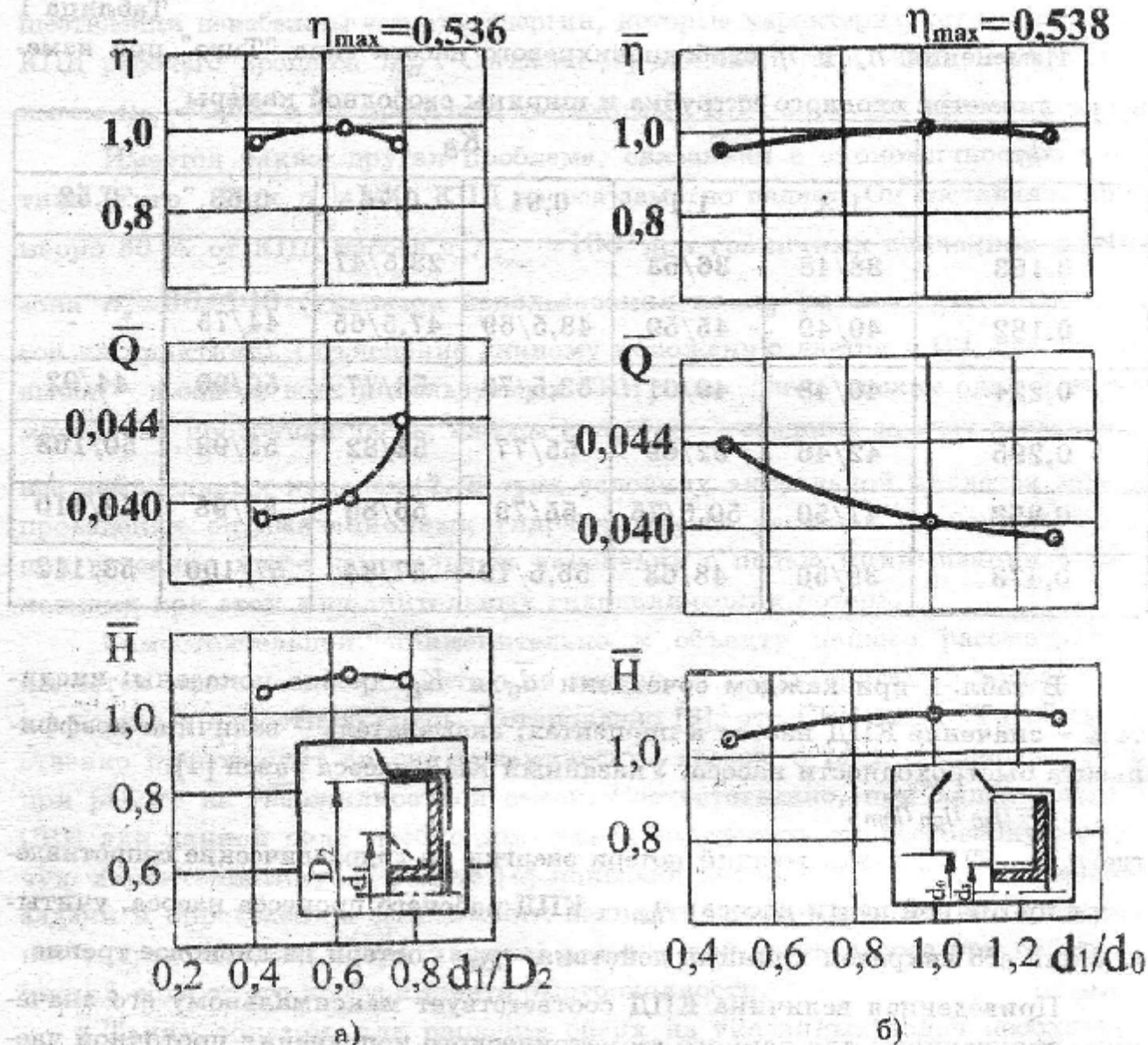


Рис.2. Влияние геометрии входной кромки лопастей рабочего колеса СВН типа "Туго" на его оптимальные параметры: а) косая подрезка кромки; б) прямая подрезка кромки.

Таким образом, оптимальная геометрия рабочего колеса характеризуется параметрами: $z=10$, $d_1=d_0$, $\bar{b}_2=0,2$ и $\bar{\delta}=0,02$. Указанные конкретные значения соответствуют модельной проточной части с $n_{\text{ном}}=100$ и изменения данного значения коэффициента быстроходности осуществляется за счет немодельных изменений диаметра всасывающего патрубка и ширины свободной камеры насоса. Соответствует этому и выделенный в [6] экспериментальный факт - изменение величины b_2 при прочих равных условиях не приводит к изменению n_s насоса. Вместе с тем нами получены отдельные экспериментальные материалы, которые могут быть полезными в вышеуказанных оптимизационных процедурах как дополнительные независимые переменные. Сразу оговоримся, что не все из нижеприведенных

экспериментальных данных получены в достаточно полном объеме, чтобы делать из них однозначные выводы. Однако даже небольшой объем выполненных экспериментов показывает, что выявленные влияния являются достаточно весомыми и требуют к себе соответствующего внимания.

В рабочем колесе с $z=10$ была выполнена подрезка лопастей колеса через одну (переход к аналогу двухъярусного колеса в центробежном насосе). Указанная подрезка ведет к росту напора и КПД насоса и достигает максимума при длине коротких лопастей примерно в два раза меньше от длины длинных лопастей. Наблюдается рост КПД на 2-3%. В [9] высказано предположение, что переход к многоярусным рабочим колесам способствует формированию на большей длине межлопастного канала колеса поперечных вихрей с оптимальными для осуществления рабочего процесса геометрическими соотношениями [10] и, тем самым, является причиной указанного роста КПД. Полагаем, что данное предположение имеет право на существование, а расширение экспериментов в данном направлении может дать дополнительный инструмент для варьирования параметров СВН типа "Туго".

Осуществлялась проверка влияния геометрических соотношений, характеризующих способ установки рабочего колеса относительно корпуса насоса. Речь, в данном случае, идет о влиянии величины радиального зазора s (рис. 1) на характеристику насоса и выдвижения рабочего колеса, из предназначенной ему ниши в корпусе, в свободную камеру насоса.

При одном и том же рабочем колесе зазор s увеличивался путем расточки ниши корпуса насоса от величины $\bar{s} = \frac{(2s)}{D_2} = 0,005$ до величины $\bar{s} = 0,125$. При этом наблюдался рост напора ΔH , потребляемой мощности ΔN и КПД насоса $\Delta \eta$. В частности при $\bar{s} = 0,125$ указанные величины достигли значений $\Delta H = 6,8\%$, $\Delta N = 3,5\%$ и $\Delta \eta = 2\%$. Конструкция экспериментального насоса не позволила производить дальнейшее увеличение \bar{s} , но можно полагать, что указанная тенденция изменения параметров сохранилась бы дальше. По существу мы в данном случае ослабляем вихревую составляющую рабочего процесса насоса при одновременном усилении его центробежной составляющей. Поскольку последняя изначально более экономичная, то и наблюдается соответствующее улучшение экономичности работы насоса в целом.

Относительно влияния выдвижения рабочего колеса в свободную камеру насоса можно привести следующие экспериментальные данные. Местоположение оптимума КПД по подаче практически не изменяется, напор и КПД насоса растут. При этом указанный рост происходит не равномерно — выдвижение колеса до половины ширины лопастей мало меняет параметры насоса, затем напор и КПД начинают заметно расти до выдвижения колеса на величину b_2 . В последнем случае прирост напора составил 12,5% и

КПД – 4 %. Дальнейшее выдвижение колеса параметров насоса не изменяет. Отметим, что полученные результаты также вполне объяснимы, – выдвигая рабочее колесо в свободную камеру насоса, мы усиливаем влияние центробежного эффекта на напор насоса и уменьшаем удельный вес, в общей величине создаваемого напора насоса, рабочего процесса вихревой природы.

Приведенные в настоящей работе экспериментальные данные обладают разным объемом и глубиной проработки исследуемого вопроса. Вместе с тем в большей или меньшей мере они служат одной цели – способствуют возможно более качественному решению сформулированных в начале настоящей работы задач.

Список использованной литературы

1. Евтушенко А.А., Соляник В.А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа "Turo" // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение. – К.: 1999. – Т. 1. – Вып. 36. – С. 234 – 240.
2. Евтушенко А.А. О гидродинамическом подобию проточных частей СВН типа "Turo" // Материалы научн.-техн. конф. преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов: Вып. 1. – Сумы: СумГУ, 2000. – С. 77-78.
3. Сапожников С.В. Перекачивание газожидкостных смесей динамическими насосами // Праці II Республ. наук.-техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». – Черкаси: ЧПТІ, 1998. – С. 81-86.
4. Евтушенко А.А., Сапожников С.В., Соляник В.А. Коэффициент полезного действия свободновихревого насоса типа "Turo" при работе на чистой жидкости и газожидкостной смеси // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение. – К.: 1999. – Т. 1. – Вып. 36. – с. 249-255.
5. Михайлов А.К., Малющенко В.В. Конструкции и расчет насосов высокого давления. – М.: Машиностроение, 1971. – 304 с.
6. Ковалев И.А., Соляник В.А. Влияние основных геометрических размеров корпуса свободновихревого насоса на его характеристики // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование / Тематич. сб. научн. трудов / Под ред. Ковалева И.А. – К.: ИСИО, 1994. – С. 81-89.
7. Вертячих А.В., Герман В.Ф., Яхненко С.М. Влияние подрезки рабочего колеса на параметры свободновихревого насоса // Гидравлические машины, вып. 22. – Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Харьков: Вища шк., 1988. – С. 116-118.
8. Евтушенко А.А., Соляник В.А. Гидродинамические аспекты определения диаметра входного патрубка свободновихревого насоса типа "Turo" // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение. – К.: 1999. – Вып. 35 – С. 275-281.
9. Сапожников С.В., Соляник В.А., Яхненко С.М. О целесообразности применения двухъярусных рабочих колес в СВН типа "Turo" // Материалы научн.-техн. конф. преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов: Вып. 1. – Сумы: СумГУ, 2000. – С. 127-128.
10. Евтушенко А.А., Неня В.Г., Соляник В.А. Структура течения в межлопастных каналах рабочего колеса свободновихревого насоса типа "Turo" // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение. – К.: 1999. – Вып. 35 – С. 295-301.

СОДЕРЖАНИЕ

<u>С.И.Криль, В.П.Берман, В.Г.Глущенко, И.Собота, П.Власак, Е.Бурназки</u> Некоторые закономерности гидротранспорта твердых материалов в вертикальных трубах	3
<u>А.А.Евтушенко, Ю.Я.Ткачук, С.Ю.Смертьяк</u> Снижение энергоэффективности трубопроводов в процессе эксплуатации	9
<u>Г.Й.Зайончковський, О.В.Лось</u> Порівняльні характеристики динамічної жорсткості рульових приводів різних кінематичних схем	15
<u>П.М.Гладкий, И.Н.Бабаев, Бритель Абдельмажид</u> Анализ надежности электрогидравлического следящего привода в зависимости от свойств рабочей жидкости	21
<u>Ю.М.Рудов</u> Теоретическое и экспериментальное исследование струйных течений	25
<u>Аль Хансаит Мамун, В.Н.Мельник, В.В.Карачун</u> Волновые процессы в многофазных системах	30
<u>І.В.Коробко, І.А.Гришанова</u> Гідродинамічні дослідження роботи тахометричного лічильника кількості рідини з тангенціальною турбіною ..	34
<u>В.Н.Турик, Р.А.Макаренко</u> Обобщение характеристик тангенциальных течений в тупиковой части вихревой камеры	38
<u>В.А.Петренко</u> Опыт станкостроительных фирм в области тропикализации оборудования	45
<u>М.Н.Чальцев</u> О гидравлическом расчете трубопроводов для пневмотранспортных систем	50
<u>В.Г.Голуб, В.К.Хрущ</u> Новые технологические решения при разбрызгивании воды с вентиляцией подфакельного пространства и при генерации водного аэрозоля с инициацией осаждения пыли	54
<u>М.І.Волков, С.В.Сушко</u> Використання теплоакмулюючого вітроагрегату в системах опалення приміщень	61
<u>Е.И.Абрамов, О.В.Евдоченко, В.А.Трофимов</u> Разнородное резервирование в системах управления самолетов «АН»	67
<u>З.Л.Финкельштейн</u> Тепловые процессы при гидроабразивном изнашивании	72
<u>В.Н.Тихенко</u> Анализ и синтез гидравлических следящих приводов с обратными связями по нагрузке	79
<u>П.Н.Андренко, А.В.Крашмалев, В.В.Клитной</u> Экспериментальное исследование динамики электрогидравлического модуля линейного перемещения ..	84
<u>Р.Д.Искович-Лотоцький, В.І.Томчук</u> Розробка спеціального гідроімпульсного приводу вібраційної розкочувальної машини	88
<u>З.Я.Лурье, А.И.Гасюк</u> Динамика гидропривода в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия	93

<u>В.Д.Ковалев</u> Математические модели работы станочных опор жидкостного трения на основе совместного решения задач гидродинамики и теории упругости	98
<u>Р.И.Солонин, А.В.Тыжнов</u> Влияние характеристик управляющего сигнала на быстродействие шагового гидропривода	103
<u>В.С.Бутько, Е.Н.Сябряк</u> Статические и динамические характеристики регуляторов давления с уравновешенными и неуравновешенными рабочими площадями	107
<u>Р.І.Сілін, А.І.Гордєєв, Ю.В.Савицький</u> Пульсаційний гідравлічний вібратор	112
<u>М.А.Новік</u> Алгоритм визначення динамічних характеристик цифрового приводу	115
<u>В.М.Бадах, Г.Й.Зайончковський, Я.Б.Федоричко</u> Вдосконалення контролю технічного стану систем авіаційного гідроприводу	128
<u>Ю.А.Сахно, Д.Ю.Федориненко, Е.Ю.Сахно, В.М.Чуприна</u> Повышение эффективности автобалансировки роторов корректирующими дисками	131
<u>В.Б.Струтинський, А.В.Даниленко, С.А.Чабан</u> Оцінка параметрів позиційних приводів металорізальних верстатів за допомогою нелінійної блочно-модульної стохастичної математичної моделі	137
<u>В.А.Крижанівський, А.В.Барамба</u> Вплив макрогеометрії виконавчого органу приводу подачі пінольного типу на його геометричну точність	148
<u>О.В.Дмитриенко</u> Надежность преобразователей пульсаций	154
<u>В.Б.Струтинський, О.М.Кравець</u> Експериментальне визначення вібраційних характеристик токарно-гвинторізного верстата після проведення середнього ремонту шпиндельної групи	158
<u>Р.Д.Іскович-Лотоцький, М.М.Вірник, О.А.Рагозін, В.О.Пішенин</u> Методика проєктного розрахунку гідроприводу вібропресової формувальної машини	162
<u>Р.И.Солонин, Д.В.Литвищенко, А.В.Тыжнов</u> Структурный анализ и расчет параметров шагового гидропривода с гидравлической редукцией шага	166
<u>В.А.Ткаченко</u> Исследование температурной напряженности объемного гидропривода	171
<u>Я.З.Гафт, А.В.Загоруйко, В.А.Марцинковский</u> Расчет контактного давления в набивке торцовых сальниковых уплотнений	175
<u>О.М.Яхно, В.С.Лысенко, Т.Г.Таурит</u> Определение тонкости фильтрации центробежного очистителя гидравлической системы	181
<u>В.А.Трофимов</u> Проблемы, связанные с применением зарубежных рабочих жидкостей в гидросистемах самолетов АНТК «Антонов»	188
<u>О.М.Шихайлов</u> Математична модель електрогідропідсилювача приводу вітросенергетичного агрегату	192
<u>И.А.Чекмасова</u> Анализ методов стабилизации дроссельных гидроприводов	196
<u>А.П.Губарев</u> Элемент в системном описании объектов гидропневмоавтоматики	201

<u>П.Г.Грабовский, В.А.Байкалов</u> Автоматизированная энергосберегающая система гидросбыва окалины	206
<u>В.Н.Вакулин, В.М.Коваленко, А.Ю.Чернов</u> Практические приложения эффекта Магнуса	210
<u>Д.А.Семиц, В.А.Павлюченко, Я.И.Мальцев</u> Устройства сопряжения струйной макротехники с современными системами управления	216
<u>В.В.Бутусов, А.В.Чернов</u> Быстродействие систем поддержания заданных режимов усилия натяжения при размотке рулонного материала	221
<u>А.В.Узунов</u> Об одном подходе к постановке имитационных экспериментов с элементами гидроавтоматики	225
<u>Ю.П.Рыкунич</u> Оценка остаточного ресурса пневмоагрегатов с электромагнитным приводом	234
<u>А.П.Губарев, Д.В.Литвиненко</u> Особенности аппаратной и программной реализации элементов памяти в системах управления дискретной гидропневмоавтоматики	239
<u>З.Я.Лурье, Д.А.Ракецкий</u> Об эффекте подтормаживания, возникающем в процессе движения регулирующего органа аксиально-поршневой гидромашины	243
<u>В.П.Овсянников, В.М.Оверко</u> К вопросу о новых методах анализа динамических процессов в мощных шахтных насосных установках	248
<u>А.Е.Бабенко, О.А.Боронко, С.И.Трубачов, А.П.Грабовский</u> Автоматизированная система расчета на вибропрочность конструктивных элементов машин	252
<u>В.Г.Неня</u> Потребности насособудованья в засобах ведения розрахункового эксперименту	256
<u>М.Н.Цивин</u> Компьютерная реализация алгоритма для обработки данных многофакторного эксперимента	263
<u>Ю.С.Бухолдин, С.М.Ванеев</u> Анализ влияния различных эксплуатационных параметров на характеристики компрессорных установок для нефтяной промышленности	267
<u>А.М.Мотін, Д.Д.Рябінін</u> Розрахунок гідравлічного опору диску з упорядкованими наскрізними отворами	273
<u>С.В.Сапожников, В.А.Соляник, С.М.Яхненко</u> Влияние немодельных изменений геометрии проточной части свободновихревого насоса типа "Turo" на его коэффициент полезного действия	279
<u>А.О.Свтущенко, О.М.Кочевський, В.Г.Неня</u> Оптимізація геометричних параметрів кільцевого дифузора з циліндричною втулкою, що обертається	285