

Висновки

Розроблена математична модель дає можливість теоретичного дослідження роботи багатодвигунного гідравлічного приводу з забезпеченням синхронних переміщень двох двигунів. Результати дослідження дадуть можливість оцінити взаємний вплив двигунів на точність синхронізації руху гідравлічних циліндрів, що дозволить розробити заходи по зниженню додаткових навантажень на робочий механізм.

Список літератури

1. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991.
2. Федорець В.О., Педченко М.Н., Струтинский В.Б. Гідроприводи та гідро- пневмоавтоматика: Підручник. - К.: Вища шк. 1995.
3. Сахно Ю.А Многопоточные гидравлические делители. М.: Машиностроение, 1988.

УДК 62-82:681.587

Р.И.Солонин¹, канд.техн.наук., А.П.Губарев², д-р техн.наук
1-АНТК «Антонов», м.Київ, Україна; 2- НТУ України "Київський політехнічний інститут" м.Київ, Україна

ВЛИЯНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Розглянуто схему авіаційного приводу на прикладі якої досліджено вплив властивостей робочих рідин АМГ-10 та НГЖ-4 на втрати потужності. Відзначено, що для визначення характеристик приводу необхідне комплексне врахування режимів роботи, змін властивостей рідини, змін температури та конструктивних параметрів гідравлічних елементів.

The scheme of an aviation drive, on which example researched influence of properties of working fluids АМГ-10 and НГЖ-4 on power losses, is surveyed. It is noted, that the complex account of operating modes, changes of fluid properties, a temperature variation is necessary for definition of characteristics of the drive and design data of hydraulic elements.

Развитие авиационной промышленности сопровождается непрерывными изменениями и усовершенствованиями технических решений устройств гидропривода. Повышение грузоподъемности, увеличение скоростей полета и размеров самолетов требует применения более мощных гидравлических приводов, что приводит к ухудшению температурных условий работы систем при одновременном повышении требований к их надежности и безопасности. В условиях резких перепадов температур нарушается стабильность характеристик дроссельных устройств, ухудшаются условия работы насосов и приводов. Этим обусловлена необходимость прогнозирования изменений характеристик агрегатов для различных режимов работы, при замене рабочих жидкостей или изменении их свойств в процессе эксплуатации [1, 2, 3].

Предлагаемые исследования посвящены изучению влияния свойств рабочей

жидкости на характеристики гидравлического агрегата на примере комбинированного привода механизации крыла КПМ-148Н (рис.1). Привод предназначен для вращения трансмиссии перемещения закрылков (предкрылков) и включает в себя гидромотор с головкой управления (основное управление) и электродвигатель (резервное управление). В исходном состоянии выходной вал привода удерживается с помощью тормоза гидромеханического (ТГ) или электромеханического (ТЭ). Для выпуска или уборки закрылков (предкрылков) одновременно с подачей напряжения на клапан ЭГК1 подается напряжение питания на электроклапан ЭГК3 (выпуск) или ЭГК2 (уборка). Вращение вала гидромотора ГМ через редуктор передается на выходной вал привода. Скорость вращения вала задается регулятором расхода РР.

По каналам l_2, l_6, l_7, l_{11} жидкость попадает под торцы золотников управляющих клапанов ЭГК2 (КУ), КУ, ЭГК3 (КВ) и КВ. Каналы l_5, l_{15} и l_{16} являются каналами управления для клапанов КЗ, КВ и КУ. В режиме «уборки» одновременно срабатывают запорный клапан КЗ и управляющий клапан КУ. При этом линия нагнетания будет проходить по каналам $l'_1, l''_1, l'_2, l''_2, l_8, l_{13}, l'_3, l''_3$. Линия слива будет проходить по каналам $l'_{17}, l''_{17}, l_{18}, l'_{18}, l''_{18}, l_{14}, l_{12}$ и l_{19} .

Расчет гидравлических характеристик производится с учетом типа и свойств рабочей жидкости, диапазона изменений условий и режимов работы, геометрических параметров элементов агрегата (табл. 1). Анализ гидравлической схемы агрегата состоит из составления расчетной схемы, определения геометрических параметров отдельных устройств, клапанов, местных сопротивлений и гидравлических линий, расчета потерь давления при различных температурах, номинальных и предельных режимах нагрузки с учетом типа рабочей жидкости.

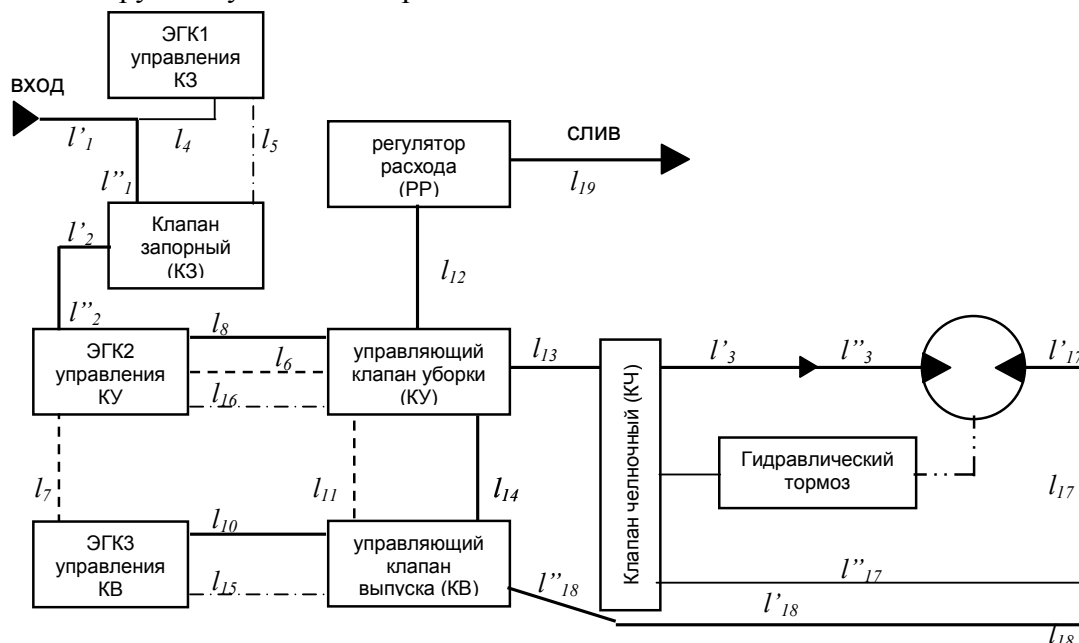
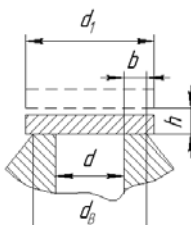
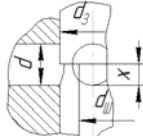
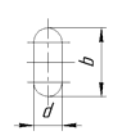
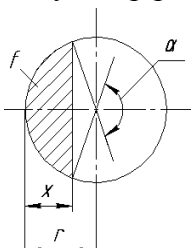
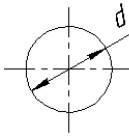
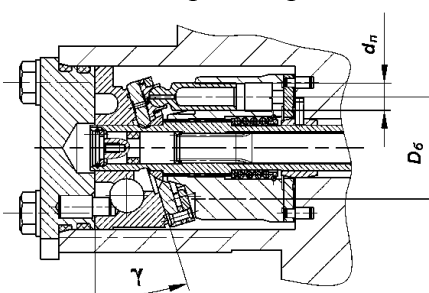


Рис.1. Расчетная гидравлическая схема КПМ-148Н:

ГМ – гидромотор,
 основные каналы —————
 каналы управления - - - - -
 дренажные каналы ······

Таблица 1
Геометрические параметры элементов

Элемент гидросистемы	Геометрические параметры
<p align="center">Клапан запорный</p> 	<p>$d_1 = 11 \text{ мм};$ $d = 7,5 \text{ мм};$ $b = 0,9 \text{ мм}.$</p>
<p align="center">Управляющий клапан уборки (выпуска)</p> 	<p>$d_3 = 10 \text{ мм}; x = d$ конфигурация проточек в гильзе: 1 и 3</p>  <p>$d_{пр} = 5 \text{ мм};$ $b_{пр} = 6 \text{ мм}.$ (4 отв.)</p>
<p align="center">Регулятор расхода</p> 	<p>2</p>  <p>$d_{пр} = 4 \text{ мм}$ (4 отв.)</p>
	<p>$d_3 = 9 \text{ мм}; x = 0,3d.$ Проточки в гильзе круглой формы: $d_{пр} = 4 \text{ мм};$ $d_{пр} = 2,5 \text{ мм}.$</p>
<p align="center">Гидромотор</p> 	<p>$d_n = 6 \text{ мм};$ $D_6 = 22,5 \text{ мм};$ $\gamma = 16^\circ;$ Количество поршней $z = 9$</p>

Определение характеристик золотникового клапана (выпуска КВ, уборки КУ).

Потеря давления в распределительном элементе определяется потерями в окнах золотниковых пар клапана при расчетном значении расхода Q [1, 3, 4]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{f \cdot \mu} \right)^2, \text{ где } \mu - \text{коэффициент расхода; } f - \text{площадь щели золотниковой пары; } \rho - \text{плотность рабочей жидкости (для АМГ-10 при температуре } +20^\circ\text{C } \rho = 851 \text{ кг/м}^3\text{).}$$

Площадь проходного сечения золотниковой пары для одного окна (овальной формы, сечения 1 и 3):

$$f_1 = f_3 = 0,25(\pi d_1^2) + (b - d_1) \cdot d_1 = 13,65 \text{ мм}^2.$$

С учетом 4-х отверстий в гильзе расчетная площадь клапана составит $54,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. При определении коэффициента расхода μ для окон клапанов учитываем изменения числа Рейнольдса, обусловленные изменениями расхода, вязкости жидкости и переменной геометрией проходных сечений. Зная μ , определяем потери давления

в сечениях 1 и 3 клапана КУ (КВ): $\Delta p_1 = \Delta p_3 = 4,4 \text{ кПа}$. Аналогич $f_{2p} = 50,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ но для сечения 2: $\Delta p_2 = 20,9 \text{ кПа}$. В результате, для номинального расхода и фиксированной температуры жидкости потери давления на клапане КУ (КВ) составят: $\Delta p_{KV} = \Delta p_{KB} = \Delta p_{1(3)} + \Delta p_2 = 25,3 \text{ кПа}$. **Определение характеристик плоского клапана**

(включения давления КВД). Потеря давления определяется с учетом конструкции и геометрических размеров: площадь дроссельной щели плоского клапана [5, 6]: $f_K = \pi dh$, d - диаметр проходного канала седла клапана (7,5мм), h - ход клапана. Максимальный ход клапана задается по отношению к диаметру и составляет $h_{\max} = 0,25 \cdot d$. Площадь проходного сечения $f_K = 44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Коэффициент расхода $\mu = 0,565$ определяем с учетом соотношений b/d и h/d (табл. 2). Потеря давления в запорном клапане $\Delta p_{кз} = 43 \text{ кПа}$.

Определение характеристик регулятора расхода РР. Расчет регулятора расхода проводится аналогично расчету распределительного клапана КВ (КУ). Принимаем расчетный ход золотника равным 30% полного открытия $x = 0,3 \cdot d$. Площадь дроссельной щели с учетом формы и размеров окна (табл.1):

$$f = z \frac{d^2}{8} \left[\frac{4\pi}{180} \arcsin \sqrt{\frac{x}{d}} - \sin \left(\arcsin \sqrt{\frac{x}{d}} \right) \right]$$

где z – количество проточек в гильзе золотниковой пары.

Для расчетного режима при фиксированной температуре находим: $f_1 = 37,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $Re = 8200$. Определяем коэффициент $\mu = 0,71$ и находим потери давления в дроссельном окне сечения 1: $\Delta p_1 = 37,2 \text{ кПа}$. Аналогичные расчеты выполняем для сечения 2 ($f_2 = 14,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $Re = 1,3 \cdot 10^4$, $\mu = 0,71$) и определяем потери давления: $\Delta p_2 = 243,4 \text{ кПа}$. Общая потеря давления: $\Delta p_{ОГ} = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 280 \text{ кПа}$. Потерю давления на дросселе Δp_d принимаем равной 60 % от перепада на ограничителе расхода $\Delta p_{оз}$: $\Delta p_d = 0,6 \cdot \Delta p_{оз} = 168 \text{ кПа}$. Полная потеря давления на дросселе с регулятором равна: $\Delta p_{РР} = \Delta p_d + \Delta p_{ОГ} = 448 \text{ кПа}$.

Определение гидравлических потерь в гидромоторе. В гидравлических приводах, как правило, основную часть сопротивления внешней цепи составляет нагрузка на валу гидродвигателя. Считаем, что крутящий момент пропорционален величине перепада давлений: $M = k_m \cdot \Delta p_n$, где M - теоретический крутящий момент; Δp_n - перепад давлений; k_i - коэффициент момента. Перепад давлений находим из формул мощности в гидравлических и механических параметрах: $\Delta p_n = (M \cdot \omega) / Q$ (ω - угловая скорость вращения вала, Q - расход). Для номинального режима КПМ-148Н (момент $M_H = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n = 200 \text{ мин}^{-1}$) определяем соответствующие внешней нагрузке потери давления: $\Delta p_{ГМ} = 10,048 \text{ МПа}$.

Кроме потерь давления на выполнение полезной работы определяем гидравлические потери в рабочих окнах гидромотора с учетом геометрических

параметров (табл. 1): $\Delta p_o = \frac{1}{2} \rho \left(D_o \cdot \omega \cdot \text{tg} \gamma \cdot \frac{f_o}{f} / \mu \right)^2$ где D_o - диаметр окружности

Таблица 2

Коэффициент расхода μ плоского клапана

b/d	h/d					
	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,25
0,10	0,249	0,298	0,344	0,389	0,477	0,573
0,15	0,248	0,295	0,340	0,383	0,465	0,557
0,20	0,246	0,293	0,337	0,379	0,456	0,542
0,25	0,245	0,290	0,333	0,373	0,446	0,526

расположения цилиндров в гидромоторе; γ - угол наклона диска; f_o - площадь сечения окна; f - площадь сечения поршня; μ - коэффициент расхода окна (принят равным 0,72). Площадь окон овальной формы: $f_{o1} = \frac{\pi d_o^2}{4} + (b_o - d_o) \cdot d_o = 10,65 \text{ мм}^2$, ($d_o = 2,5 \text{ мм}$, $b_o = 4,8 \text{ мм}$). Потеря давления на окне 1 $\Delta p_{o1} = 1,7 \text{ кПа}$. Для окна 2 (форма круга с диаметром $d_{o2} = 2,5 \text{ мм}$), получаем: $f_{o2} = 4,9 \text{ мм}^2$, потеря давления: $\Delta p_{o2} = 0,36 \text{ кПа}$. Полная гидравлическая потеря давления $\Delta p_{\text{ГМзидр}} = 2\Delta p_{o1} + 2\Delta p_{o2} = 4,12 \text{ кПа}$. Вносим поправочный множитель, учитывающий переменное открытие окон при перемещении поршня: $\Delta p_{\text{ф. ГМзидр.}} = 1,15 \Delta p_{\text{ГМ}} = 4,738 \text{ кПа}$.

Определение гидравлических потерь в каналах. Гидравлические линии КПМ-148Н состоят из каналов различной формы. В связи с требованиями компактности конфигурация каналов имеет большое количество изгибов и внезапных изменений сечения каналов. Расчет потерь в линиях проводим по участкам с одинаковым расходом. С учетом геометрических параметров, значений расхода, характеристик рабочей жидкости и температуры: $\Delta p_L = \lambda \cdot \frac{\ell \cdot \rho \cdot V^2}{2d}$, $\Delta p_M = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \rho \cdot V^2$, где λ - коэффициент трения, ℓ - длина канала, d - диаметр канала, V - средняя скорость, ξ - коэффициент местного сопротивления.

Для автоматизации расчетов использована программа Excel. В качестве исходных данных взяты номинальное значение расхода, температуры и параметры жидкости АМГ10. Для расчета гидравлических потерь рассматриваем конструкцию привода и составляем список каналов, местных сопротивлений и указываем их соединения. Для каждого элемента из списка задаем его геометрическое описание и значение средней скорости течения жидкости. Описание каналов включает его длину, форму и размеры сечения, шероховатость стенок.

В соответствии с полученными значениями в таблице Excel выполняется расчет коэффициента гидравлического трения λ . В расчетных зависимостях учитывается изменение вязкости жидкости, плотности и режима течения жидкости.

Результаты расчета потерь давления по длине для гидролиний и значения потерь давления в местных сопротивлениях привода при номинальных значениях температуры

Таблица 3
Потери давления в линии КПМ148

	Δр (Па)	р (МПа)
вход		17,658
L1'	3503	17,654497
тройник	13663	17,640834
L1''	482	17,640352
вход в КЗ	17866	17,622486
КЗ	37000	17,585486
выход из КЗ	1454	17,584032
L2'	69	17,583963
колесо 90	2493	17,58147
L2''	1005	17,580465
сфер. тройник	87549	17,492916
L8	965	17,491951
вход в КУ	17866	17,474085
КУ	25000	17,449085
выход из КУ	12506	17,436579
L13	482	17,436097
сфер. тройник	87011	17,349086
L3'	129	17,348957
внезапн. суж.	3678	17,345279
L3''	16380	17,328899
вход в ГМ	126172	17,202727
ГМ (гидромотор)	10048000	7,154727
ГМ (Δр)	11764	7,142963
выход из ГМ	7357	7,135606
L17'	2507	7,133099
колесо 90	12612	7,120487
L17	553	7,119934
тройник	13663	7,106271
L18	553	7,105718
колесо 90	12612	7,093106
L18'	1917	7,091189
колесо 78	8933	7,082256
L18''	740	7,081516
вход в КВ	25031	7,056485
КВ	25000	7,031485
выход из КВ	12506	7,018979
L14	586	7,018393
вход в КУ	17866	7,000527
КУ сеч.3 (закр)	0	7,000527
выход из КУ	12506	6,988021
L12	689	6,987332
вход в РР	17866	6,969466
РР	448000	6,521466
выход из РР	12506	6,50896
слив		6,50896

и расхода приведены в таблице 3. Диаграмму изменения давления в КПМ-148Н получаем с учетом давления на входе и рассчитанных потерь на трение (рис. 2). Однако данная диаграмма описывает баланс полезной и затраченной мощности только при одном варианте нагрузки, одном типе рабочей жидкости и при фиксированной температуре. Таким усредненным параметрам соответствует несколько процентов из временного периода эксплуатации агрегата.

Проанализируем применение расчетной гидравлической модели привода КПМ-148Н при изменении эксплуатационных параметров, а именно температуры рабочей жидкости, значения расхода в гидросистеме и коэффициента местных сопротивлений. Учитываем, что коэффициенты местных сопротивлений ξ также изменяются с изменением температуры рабочей жидкости.

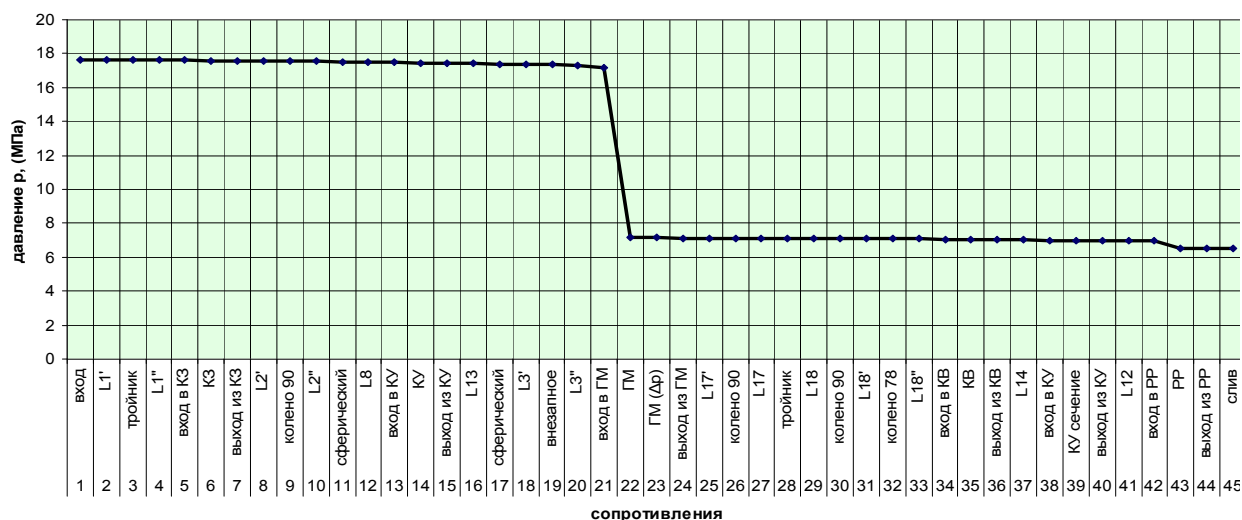
Согласно методу эквивалентных длин: $\xi_{t2} = (\ell_{ЭКВ} \cdot \lambda_{t2}) / d$, где $\ell_{ЭКВ} = (\xi_{t1} \cdot d) / \lambda_{t1}$ - эквивалентная (по сопротивлению) длина канала [6].

Первый расчетный эксперимент был проведен в условиях изменения температуры рабочей жидкости при номинальном расходе. Анализ полученных данных показал, что понижение температуры от +20°C до -20°C потребует компенсационного увеличения давления питания примерно на 0,2МПа. Причем речь идет о компенсации потерь только в подводной линии гидромотора. В то же время, понижение температуры от +70°C до +20°C практически не изменяет потерь мощности. Аналогичные расчетные эксперименты при изменении расхода в установленных пределах ($\pm 20\%$) указывают на возрастание потерь давления в подводной линии примерно на 0,35МПа.

С помощью разработанной модели гидравлического расчета можно изучать влияние температуры рабочей жидкости на работу авиационного привода. Для

экспериментов были выбраны характеристики двух видов жидкости: авиационного гидравлического масла АМГ-10 и негорючей гидравлической жидкости НГЖ-4.

В ходе расчетных экспериментов получены зависимости для разных температур и типов жидкостей. Поскольку гидравлический коэффициент полезного действия гидропривода определяется номинальным расходом и потерей давления в гидромоторе, то для оценки влияния факторов гидравлической линии на КПД можно использовать отношение: $\Delta\eta_{гидр} = \Sigma\Delta p_{ГИДР} / \Delta p_{ГМ}$. Зависимости изменения КПД привода при замене горючей рабочей жидкости (АМГ-10) на негорючую жидкость НГЖ-4 в диапазоне изменения рабочих температур приведены на рис. 3.



порядок элементов гидравлической линии

Рис. 2. Диаграмма изменения давления в гидросистеме КПИМ-148Н с рабочей жидкостью АМГ-10 при номинальном расходе $Q=15$ л/мин и температуре $+20^{\circ}\text{C}$

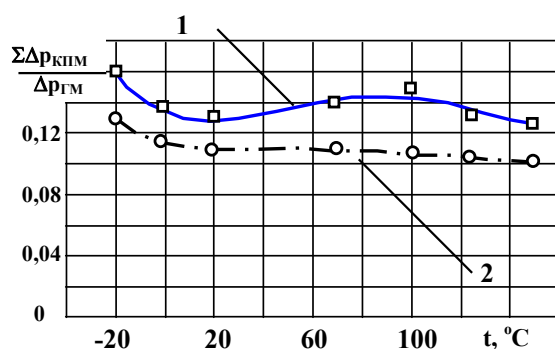


Рис. 3. Зависимость потерь КПД от температуры
1 – жидкость НГЖ 4,
2 - жидкость АМГ-10

Выводы

На основании расчетных экспериментов установлено, что потери мощности обусловлены не только влиянием вязкости, но и существенным изменением плотности в расчетном диапазоне температур. Потери мощности для рабочей жидкости АМГ-10 составляют 9,23% (при $+150^{\circ}\text{C}$) и 12,27% (при -20°C). Для жидкости НГЖ-4 эти потери достигают 11,3% (при

$+150^{\circ}\text{C}$) и 13,91% (при -20°C). В зависимости от температуры жидкости нелинейно изменяется момент, развиваемый гидромотором, что приводит к изменениям КПД гидропривода в диапазоне 0,125 - 0,16 для НГЖ-4 и 0,1 - 0,13 для АМГ-10. Также

можно отметить, что потери в местных сопротивлениях и на трение в каналах гидрролинии составляют 53% от гидравлических потерь в системе, из них 94% приходится на потери в местных сопротивлениях.

Список литературы

1. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов.- М.: Машиностроение.- 1967.- 468с.
2. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. –М. : Машиностроение, 1982. -286 с.
3. Некоторые вопросы расчета и конструирования авиационных гидравлических систем. Под ред. С.Н. Рождественского. М., Оборонгиз. 1962. 231с.
4. Бредов В.И. Об определении величин местных гидравлических сопротивлений в трубопроводах. Гидравлика однородных и неоднородных жидкостей, 1972. с. 44-51 (МИСИ, Тр., вып. 89).
5. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. – Київ: Техніка, 1977. -322с.
6. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М., Недра, 1982.-226с.

УДК 532.529

В.Н.Марченко канд.техн.наук, Н.А.Жиленко
Сумской государственной университет г.Суммы, Украина

ТЕРМОЭЖЕКТОРНАЯ УСТАНОВКА В СИСТЕМАХ ВАКУУМИРОВАНИЯ

У статті розглянута ефективність використання принципу струминної термокомпресії в пароежекторних установках вакуумних печей металургійної промисловості. Показані переваги запропонованої термoeжекторної установки для отримання високого вакууму порівняно з пароежекторними установками, що виготовляються. Представлені узагальнені результати дослідження процесу паротворення в активному соплі термoeжектора.

The effectiveness of the stream thermo-compression principle in steam-ejector plants of vacuum furnace in steel industry is considered in this article. The advantages of the offering thermo-ejector plant in comparison with producing steam-ejector plants for deep vacuum getting are shown. Results of the researching of steaming processes in the active nozzle of the thermo-ejector are shown.

Вступление

Металлургическая отрасль Украины, как и металлургическая промышленность всего мира в последние годы стоит перед серьезной проблемой – превышением мощностей производства стали над мощностями ее использования. Поэтому на многих металлургических предприятиях вынуждены тратить значительные средства на исследования и внедрение новых технологий, которые, в свою очередь, развиваются в том числе и по таким направлениям: снижение себестоимости уже выпускаемой продукции и разработка технологий, которые позволят при стабильной себестоимости выпускать продукцию высокого качества.

Сталеплавильное производство является вторым звеном в общем производственном цикле черной металлургии. В современном производстве