

5.6.7

162

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED  
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А

№ 162

1959

---

Г. Т. ГРОССШМИДТ

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ  
НЕКОТОРЫХ ПЕРЕЛИВНЫХ КЛАПАНОВ  
СТАНОЧНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ  
ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ**

ТАЛЛИН, 1959



Г. Т. ГРОССШМИДТ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ  
НЕКОТОРЫХ ПЕРЕЛИВНЫХ КЛАПАНОВ  
СТАНОЧНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ  
ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

Работа выполнена в лаборатории металлорежущих станков Киевского ордена Ленина Политехнического Института под руководством профессора, доктора технических наук Е. М. Хаймовича.

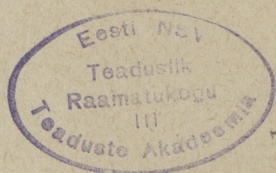
1950

100

А 11130

ИЗДАТЕЛЬСТВО

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ  
НЕКОТОРЫХ ПЕРЕМЕННЫХ КАПАЛОНОВ  
СТАТОРИНХ ГИДРОПРИВОДОВ  
ПРИ РАБОТЕ В РЕЖИМЕ



ИЗДАТЕЛЬСТВО

## ВВЕДЕНИЕ

При работе гидравлических механизмов станков напорные клапаны должны обеспечить нужные диапазоны и характеристики давлений. Для обычной работы клапанов в гидросистеме настроенное давление не должно значительно изменяться при изменении расхода масла через клапан.

Выпускаемые в настоящее время промышленностью напорные клапаны обычно обеспечивают возможность получения требуемых давлений при заданных расходах, но зачастую не обеспечивают получения требуемых характеристик давления при изменении расхода.

Исследование имело целью изучить явления, протекающие в напорных переливных клапанах при установившемся режиме работы, выявить характеристики клапанов и получить данные для их расчета.

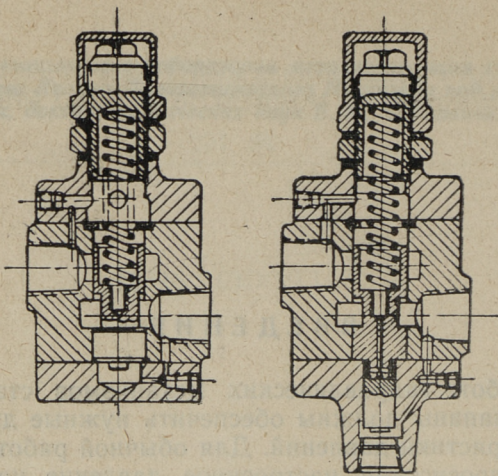
### Объекты исследования

Испытаниям были подвергнуты два типа напорных золотников (клапанов) конструкции ЭНИМС:

1. Напорный золотник типа Г54-14 ( $Q=3\div 70$  л/мин;  $p=3\div 25$  кг/см<sup>2</sup>)

2. Напорный золотник типа БГ54-14 ( $Q=3\div 70$  л/мин;  $p=6\div 50$  кг/см<sup>2</sup>).

Клапан типа Г54-14 (см. фиг. 1) имеет переливной золотник, который нагружен с одной стороны пружиной, а с другой стороны находится под действием давления жидкости. Для демпфирования колебаний золотника предназначено отверстие малого диаметра, соединяющее торец золотника с нагнетательным трубопроводом.



Фиг. 1. Напорный золотник типа Г54-14. Фиг. 2. Напорный золотник типа БГ54-14.

Измерения показали, что размеры клапана и зазоры между золотником и корпусом соответствуют техническим условиям; жесткость пружины по тарировочному графику равнялась  $c_{\text{кл}} = 68$  кг/см.

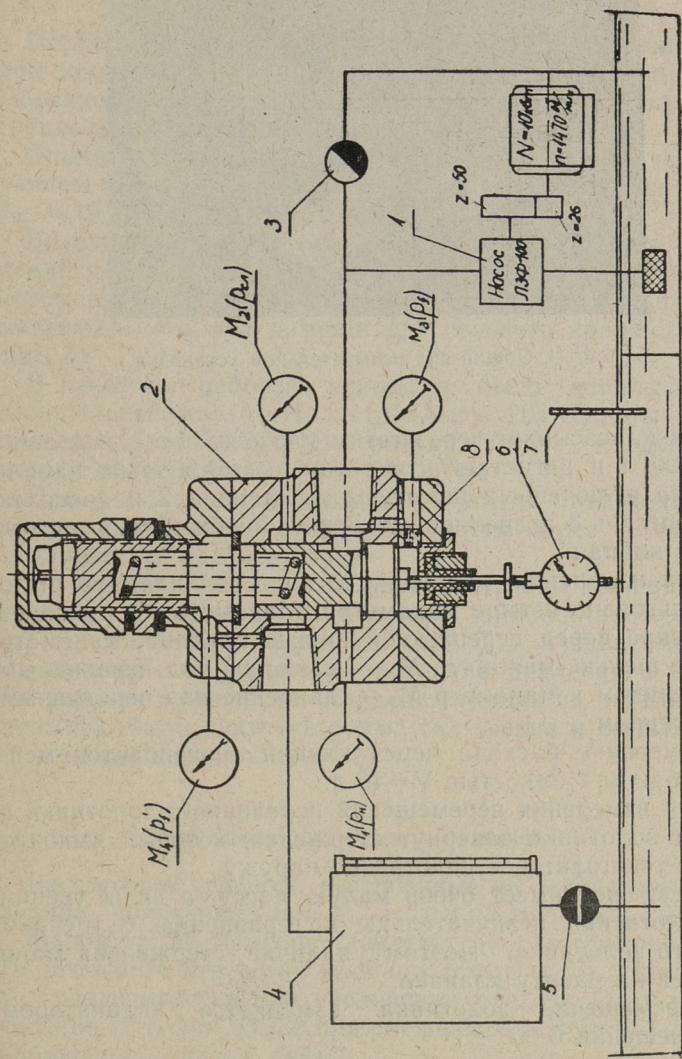
Клапан типа БГ54-14 (см. фиг. 2) отличается от клапана Г54-14 нижней крышкой и наличием в ней плунжера меньшего диаметра, который толкает основной золотник. Благодаря этому уменьшаются необходимые размеры пружины клапана.

Замеры показали, что размеры клапана и рабочие зазоры соответствовали техническим условиям. Пружина клапана БГ54-14 такая же, как у клапана Г54-14.

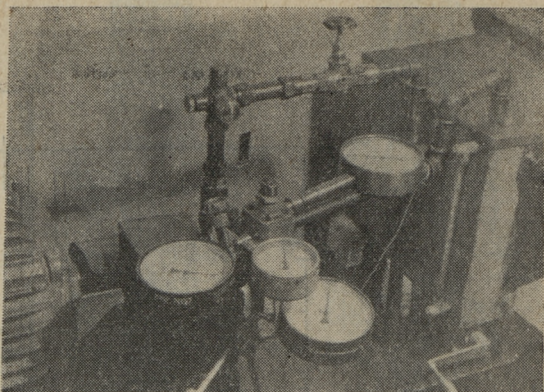
### Испытательная установка

Установка для испытания клапанов была оборудована согласно схеме, приведенной на фиг. 3. Общий вид установки показан на фиг. 4.

Нерегулируемый лопастной насос типа ЛЗФ-100 приводится во вращение электродвигателем типа А-71 (см. фиг. 3) через понижающую зубчатую пару с передаточным отношением  $i = \frac{26}{50} = 0,52$ .



Фиг. 3. Схема установки для испытания переливных клапанов.



Фиг. 4. Общий вид испытательной установки.

Насос всасывает через сетку масло из бака емкостью  $V=300$  л и нагнетает в систему, состоящую из параллельно включенных испытуемого клапана 2 и дросселя 3. Дроссель 3 позволяет установить необходимый расход через клапан.

Для измерения давлений в полостях клапана было использовано четыре манометра. Манометр  $M_1$  измеряет давление перед перепускной щелью клапана, манометр  $M_2$  за щелью, манометр  $M_3$  — давление под переливным золотником и манометр  $M_4$  — давление над переливным золотником.

Измерение расхода через клапан производится мерным баком 4 емкостью  $V=40$  л.

Для измерения перемещений переливного золотника в торец золотника завернут стерженек, который выходит через текстолитовое уплотнение наружу.

Стерженек имеет очень малую массу, а силы трения в уплотнении незначительны по сравнению с трением самого золотника. Поэтому наличие стерженька мало влияет на работу клапана.

Перемещение золотника измеряется индикатором перемещения 6.



# ИСПЫТАНИЕ КЛАПАНА ТИПА Г54-14

## 1. Методика испытания

Перед испытаниями проводилась тарировка манометров по образцовым манометрам на тарировочном прессе. Образцовые манометры в свою очередь проверялись на специальном прессе с эталонными гирями.

Опыты проводились при начальном сжатии пружины, равном в положении принятого нулевого открытия щели  $P_{п.} = 19,7; 40,1; 75,8; 96,2$  и  $111,5$  кГ.

Величина открытия перепускной щели клапана устанавливалась по индикатору 6 через каждые  $0,05$  мм перемещения от минимального расхода через клапан до максимального при помощи дроссельного крана 3 (см. фиг. 3).

В качестве рабочей жидкости было использовано минеральное масло «Индустриальное 20». Опыты были проведены при двух температурах масла, с разницей между температурами  $\Delta t^{\circ} \approx 20 \div 30^{\circ}\text{C}$ .

При разных открытиях щели клапана производились замеры давлений, расхода жидкости через клапан и температуры масла в баке.

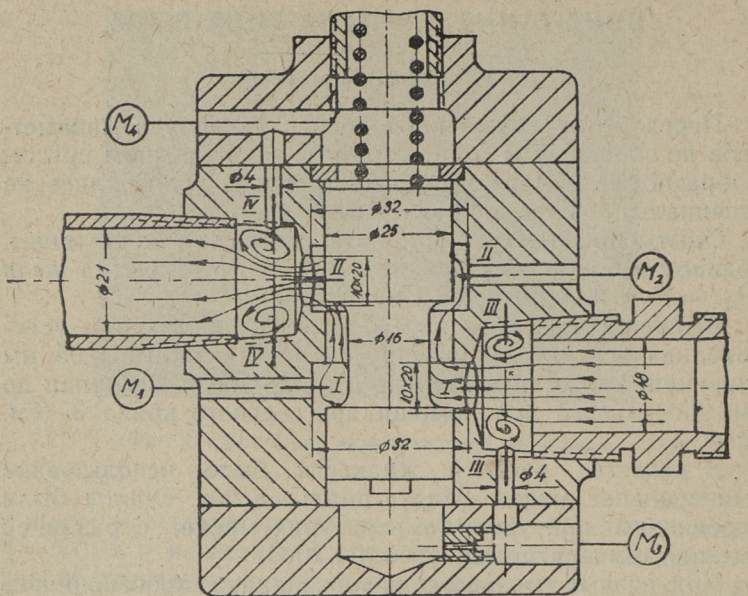
По полученным данным были построены графики зависимостей давлений в полостях клапана от расхода через перепускную щель клапана  $Q_{кл}$  и зависимостей  $Q_{кл}$  от открытия щели и от перепада давления в щели. Из условия равновесия сил, действующих на переливной золотник, была получена сумма сил трения и осевых сил от реакции потока жидкости.

## 2. Давления в полостях клапана

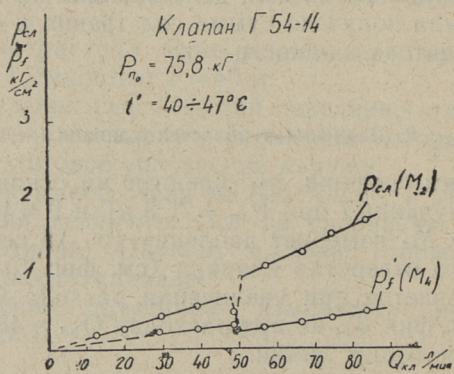
Рассмотрим графики, построенные на основе опытных данных, полученных при  $P_{п.} = 75,8$  кГ и  $t^{\circ} = 40 \div 47^{\circ}\text{C}$ .

Манометр  $M_4$  измеряет давление ( $p'_1$ ) в сечении IV—IV отводного отверстия клапана (см. фиг. 5). Давление  $p'_1$  увеличивается при увеличении расхода  $Q_{кл}$  почти линейно (см. фиг. 6), но при расходах  $Q_{кл} \approx 48 \div 50$  л/мин наблюдается излом линии.

Как показал анализ, это скачкообразное уменьшение давления связано с переходом режима течения в сечении IV—IV от ламинарного к турбулентному, появлением



Фиг. 5. Схема линий тока в клапане Г54-14.

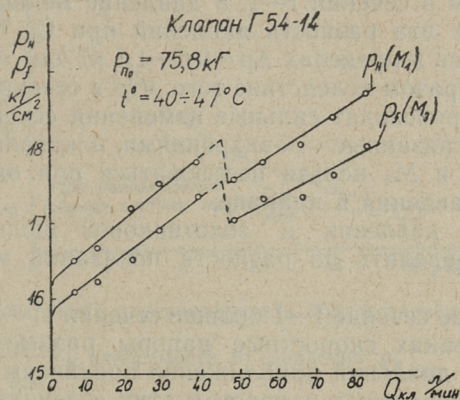


Фиг. 6. Зависимость давлений  $p_{сд}$  ( $M_2$ ) и  $p'_f$  ( $M_4$ ) от расхода через клапан.

зон с сильными завихрениями и уменьшением полезного сечения IV—IV.

Одновременно с уменьшением давления  $p'_f$  происходит скачкообразное увеличение показания манометра  $M_2$  (см. фиг. 6). Такое изменение давления  $p_{сл}$  объясняется резким увеличением сопротивления на выходе в участке около сечения IV—IV.

Ход изменения давлений  $p_n$  ( $M_1$ ) и  $p_f$  ( $M_3$ ) аналогичен (фиг. 7). С увеличением расхода через клапан эти давления увеличиваются. В зоне очень малых расходов наблюдается круто поднимающийся участок. Этот участок соответствует работе при перекрытых щелях. Далее имеется прямолинейный участок до расхода  $Q_{кл} \approx 45$  л/мин. При расходах  $Q_{кл} \approx 45 \div 50$  л/мин наблюдается излом линий. Дальнейшее увеличение расхода сопровождается увеличением давлений почти по линейному закону.



Фиг. 7. Зависимость давлений  $p_n$  ( $M_1$ ) и  $p_f$  ( $M_3$ ) от расхода через клапан.

Излом линий давлений  $p_n$  ( $M_1$ ) и  $p_f$  ( $M_3$ ) вызван характером изменения давления  $p'_f$  ( $M_4$ ). При скачкообразном уменьшении давления  $p'_f$  ( $M_4$ ) уменьшается усилие давления масла, действующее на золотник со стороны пружины. Следовательно, для уравнивания

ния сил требуется меньшая подъемная сила масла, т. е. меньшее давление  $p_n$ .

Давление  $p_n$  ( $M_1$ ) больше, чем давление  $p_f$  ( $M_3$ ), причем разность давлений  $p_n - p_f$  немного увеличивается с увеличением расхода.

Для объяснения этой разности давлений рассмотрим схему линий тока в клапане (фиг. 5). Манометр  $M_1$  измеряет давление в сечении I—I с площадью

$$f_I = \frac{\pi(3,2^2 - 1,6^2)}{4} \approx 6 \text{ см}^2,$$

а манометр  $M_3$  показывает давление в сечении II—III с площадью

$$f_{III} = \frac{\pi 2,4^2}{4} \approx 4,5 \text{ см}^2.$$

В сечении III—III

наблюдается сужение потока и образование зон с завихрениями. Следовательно здесь скорость течения масла больше, чем в сечении I—I, а давление меньше.

В опытах эта разность давлений при  $Q_{\text{квл}} = 80$  л/мин наблюдалась в пределах  $\Delta p = 0,6 \div 1,1$  кг/см<sup>2</sup>.

Таким образом вследствие того, что в сечениях III—III и IV—IV происходят сильные изменения сечения потока жидкости, связанные с завихрениями, показаниями манометров  $M_3$  и  $M_4$  нельзя пользоваться при определении перепада давления в клапане.

Перепад давления в золотниковой щели клапана можем определить по разности показаний манометров  $M_1$  и  $M_2$ .

Проходное сечение I—I больше сечения II—II, поэтому в этих сечениях скоростные напоры разные. Применимость этих давлений приближенно оцениваем величиной разности скоростных напоров в этих сечениях:

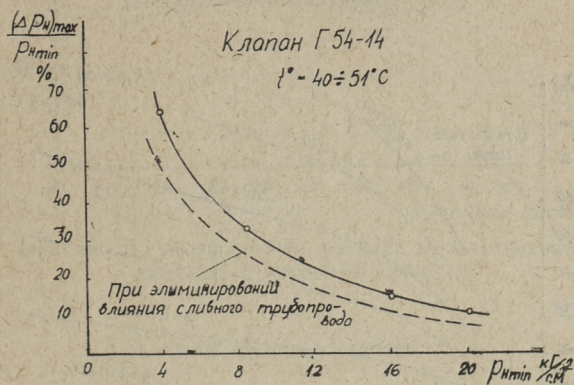
$$\Delta p = \frac{Q_{\text{квл}}^2}{2g} \left( \frac{1}{f^2} - \frac{1}{f_1^2} \right).$$

Максимальное значение (при  $Q_{\text{квл}} = 80$  л/мин) равняется:

$$\Delta p)_{\text{max}} = \frac{80^2 \times 10^6}{2,2 \times 10^6 \times 60^2} \left( \frac{1}{3^2} - \frac{1}{6^2} \right) = 0,087 \text{ кг/см}^2.$$

Эта величина находится в пределах точности измерения. Изменение поддерживаемого клапаном давления  $P_n$  ( $M_1$ ) с изменением расхода через клапан в пределах  $Q_{кл} = 1 \div 80$  л/мин, при разных сжатиях пружины  $P_{п0}$  получилось в пределах  $(\Delta P_n)_{\max} = 2,1 \div 2,3$  кг/см<sup>2</sup>. Если учесть, что давление масла на золотник на сливе со стороны пружины при изменении расхода в указанных пределах возрастает до 0,6 кг/см<sup>2</sup> вследствие увеличения сопротивления сливного трубопровода, то при элиминировании влияния давления на сливе получим  $(\Delta P_n)_{\max} - P_{сл\max} = 1,5 \div 1,7$  кг/см<sup>2</sup>.

Относительная неравномерность поддерживаемого клапаном давления гиперболически растет с уменьшением настраиваемого давления (см. фиг. 8).

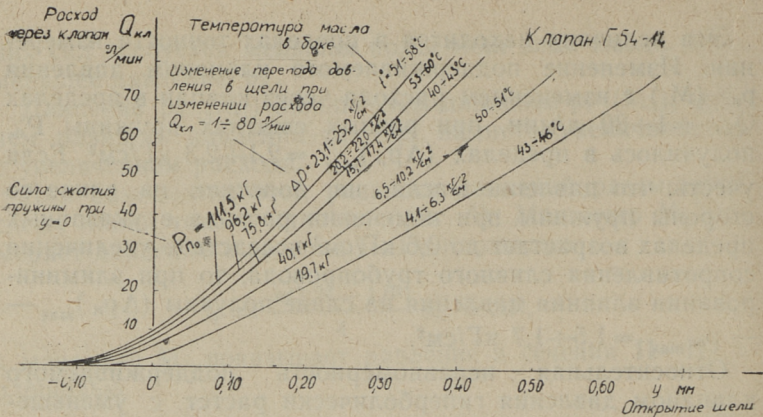


Фиг. 8. Относительная неравномерность поддерживаемого клапаном давления  $\frac{(\Delta P_n)_{\max}}{P_{n\min}}$  в зависимости от давления  $P_{n\min}$  (при  $Q_{кл} = 1$  л/мин.).

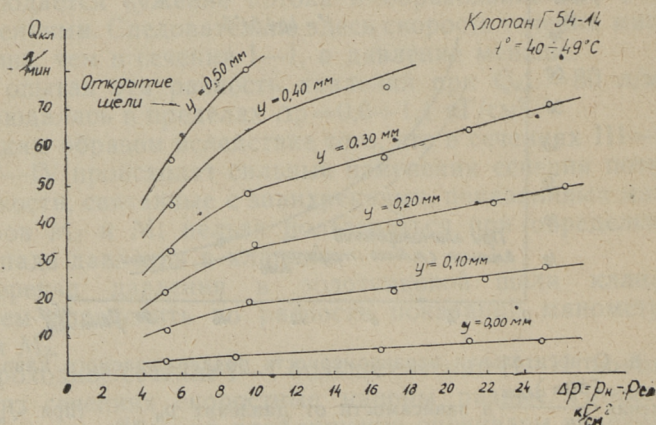
### 3. Расход жидкости через клапан

Семейство кривых проточной характеристики  $Q_{кл} = f(y, P_{п0})$  испытуемого клапана показано на фиг. 9. Зависимость расхода через клапан от перепада давления в щели приведена на фиг. 10.

Для всех результатов измерений расхода были рассчитаны коэффициенты расхода в золотниковой щели [1]



Фиг. 9. Зависимость расхода через клапан от открытия золотниковой щели.



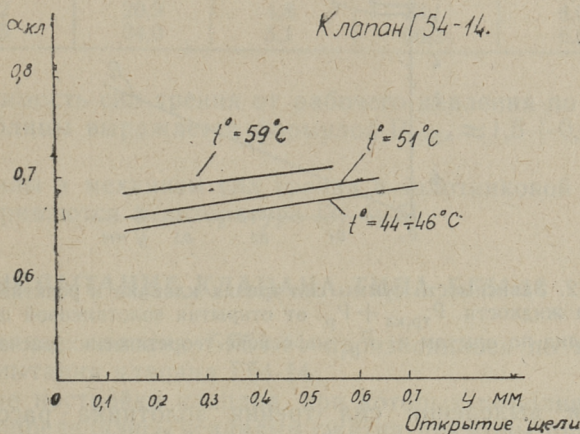
Фиг. 10. Зависимость расхода через клапан от перепада давления в золотниковой щели.

$$\alpha_{\text{кл}} = \frac{Q_{\text{кл}}}{\pi d_{\text{кл}} y \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}})}}$$

Расчеты показали, что эта формула применима для открытий щели больше  $y \approx 0,15$  мм.

Протекание жидкости через очень малые, переходящие в перекрытые щели представляет самостоятельный предмет исследования.

Коэффициент расхода  $\alpha_{кл}$  при  $y > 0,15$  мм немного увеличивается с увеличением открытия щели (см. фиг. 11); при более высоких температурах масла  $\alpha_{кл}$  имеет большее значение.



Фиг. 11. Зависимость коэффициента расхода в золотниковой щели клапана от открытия щели.

#### 4. Силы трения в клапане

Сумма сил трения клапана и осевых сил от реакции потока жидкости получена из условия равновесия действующих на золотник сил:

$$P_{тр. кл} + P_p = f_{кл} (p_f - p'_f) - P_{п0} - C_{кл} y,$$

где

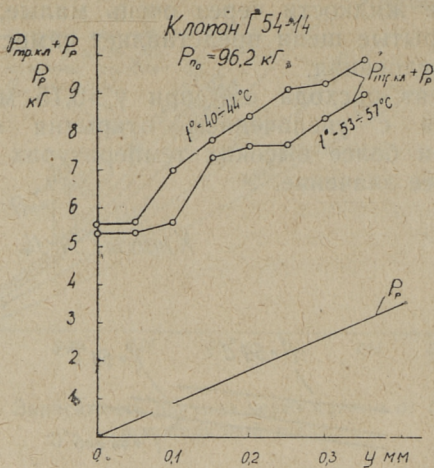
$P_{тр. кл}$  — сила трения клапана [кГ],

$P_p$  — осевая слагаемая реактивных сил потока жидкости [кГ],

$f_{кл}$  — торцевая площадь переливного золотника [см<sup>2</sup>],

$C_{кл}$  — жесткость пружины клапана [кГ/см].

График зависимости  $P_{тр. кл} + P_p = f(y)$  при  $P_{п0} = 96,2$  кГ приведен на фиг. 12.



Фиг. 12. Зависимость суммы сил трения клапана и реактивной силы потока жидкости  $P_{тр.кл} + P_p$  от открытия золотниковой щели клапана по опытам и  $P_p$  на основе теоретических расчетов.

Для выделения сил трения золотника рассчитана, пользуясь приближенной формулой [1;2], величина  $P_p$  :

$$P_p = \rho u Q_{кл} \cos \alpha_p \approx 2 \alpha_{кл} \pi d_{кл} u r_n \cos \alpha_p ,$$

где  $\rho$  — плотность масла [кг сек<sup>2</sup>/см<sup>4</sup>],

$u$  — скорость течения масла в золотниковой щели [см/сек.],

$\alpha_p$  — угол между осью потока и осью золотника.

Осевая слагаемая реактивных сил потока жидкости изображается таким образом (см. фиг. 12) почти прямой линией, подъем которой пропорционален давлению. Силы трения определяются как разница ординат у линий, изображающих  $P_{тр.кл} + P_p$  и  $P_p$ .

Как видно из графиков, силы трения больше осевых составляющих реактивных сил потока жидкости. Они имеют большее значение при более высоких рабочих давлениях. Силы трения мало изменились с изменением температуры масла.

Силы трения в интервале температур масла  $t = 40 \div 51^\circ\text{C}$  равны:



$P_{п_0}$	$Q_{кл} = 1 \text{ л/мин}$		$Q_{кл} = 80 \text{ л/мин}$	
	$P_H (M_1)$	$P_{тр. кл}$	$P_H (M_1)$	$P_{тр. кл}$
кг	кг/см <sup>2</sup>	кг	кг/см <sup>2</sup>	кг
19,7	4,6	2,0	6,7	3,1
40,1	9,0	2,9	11,2	3,6
75,8	16,2	3,4	18,5	4,5
96,2	20,9	4,8	23,1	6,0
111,5	24,0	5,1	26,2	6,5

Зависимость сил трения от рабочего давления по данным таблицы выражается формулой  $P_{тр. кл} \approx 1,5 + 0,17 p_H$  кг.

Причины и механизм сил трения в золотниковой паре рассматриваются в литературе [3; 4; 5].

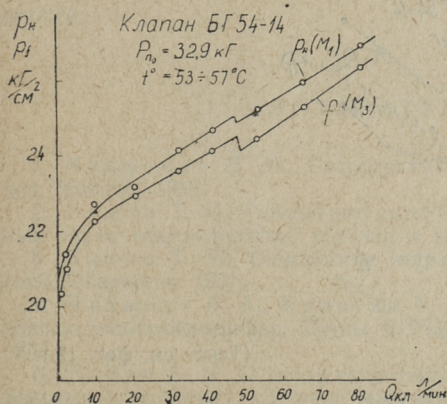
### ИСПЫТАНИЕ КЛАПАНА ТИПА БГ54-14

Испытание клапана БГ54-14 производилось по методике испытания клапана Г54-14.

Разные настройки клапана, при которых выполнялись опыты, определялись усилиями сжатия пружины при нулевом открытии щели золотника:

$P_{п_0} = 17,4; 32,9; 48,2$  и  $78,8$  кг.

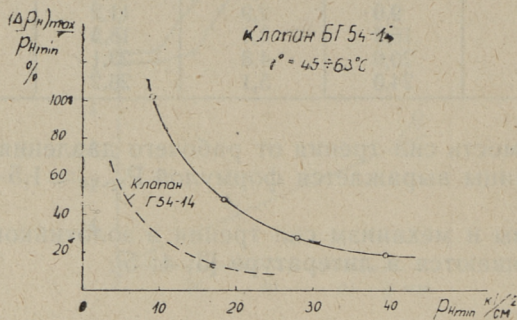
Характер кривых поддерживаемого клапаном давлений такой же, как у клапана Г54-14 (см. фиг. 13).



Фиг. 13. Зависимость давлений  $P_H (M_1)$  и  $P_f (M_3)$  от расхода через клапан.

С изменением расхода давление, поддерживаемое клапаном, очень сильно изменяется. Получено изменение давления на величину  $(\Delta p_n)_{\max} = 5,7 \div 6,8$  кг/см<sup>2</sup> при изменении расхода в пределах  $Q_{\text{кл}} = 1 \div 80$  л/мин.

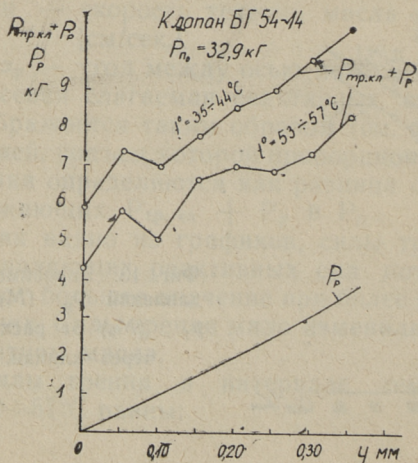
Относительная неравномерность давления у клапана БГ54-14 значительно больше чем у клапана Г54-14 (см. фиг. 14).



Фиг. 14. Относительная неравномерность поддерживаемого клапаном давления  $\frac{(\Delta p_n)_{\max}}{p_{n \min}}$  в зависимости от давления  $p_{n \min}$  (при  $Q_{\text{кл}} = 1$  л/мин).

Сумма сил трения и осевой составляющей реакции потока жидкости в зависимости от открытия щели для  $P_{n_0} = 32,9$  кг приведена на фиг. 15.

Силы трения для интервала температур масла  $t^\circ \approx 40 \div 55^\circ\text{C}$  выражаются формулой  $P_{\text{тр.кл}} \approx 1,9 + 0,18 p_n$  кг.



Фиг. 15.  
(Текст см. фиг. 12.)

## З а к л ю ч е н и е

Экспериментальное исследование работы напорных золотников типа Г54-14 и БГ54-14 при установившемся режиме позволило выявить физические процессы в этих клапанах и получить при разных температурах масла следующие зависимости:

а) зависимость давлений в полостях клапана от расхода через клапан;

б) относительную неравномерность давления при различных начальных сжатиях пружины;

в) зависимость расхода через клапан от открытия щели золотника и перепада давления в перепускной щели;

г) коэффициент расхода в золотниковой щели клапана в зависимости от открытия щели золотника;

д) зависимость суммы силы трения и осевой силы реакции потока жидкости от открытия щели золотника;

е) зависимость сил трения от рабочего давления масла.

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Хаймович Е. М., Гидроприводы и гидроавтоматика станков, Машгиз, 1953.

2. Башта Т. М., Реактивные силы потока жидкости в плунжерных парах гидроагрегатов, «Станки и инструмент» № 11, 1956.

3. Башта Т. М., Самолетные гидравлические приводы и агрегаты, Оборонгиз, 1951.

4. Чатынян А. А., Кулагин С. П., Исследование трения и износа золотниковых пар, Труды ВИАМ № 1, Оборонгиз, Москва, 1955.

5. Попов Д. Н., О силах сопротивления, возникающих в золотниковых устройствах, «Вестник машиностроения» № 2, 1958.

Г. Т. Гроссшмидт

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ НЕКОТОРЫХ ПЕРЕЛИВНЫХ  
КЛАПАНОВ СТАНОЧНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ПРИ  
УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ**

Таллинский Политехнический Институт

\*

Редактор Н. Щеглов  
Технический редактор А. Тамм  
Корректор Х. Аарелайд

Сдано в набор 16 V 1959. Подписано к печати 8 VII 1959. Бумага 54×84<sup>1/2</sup>. Печатных листов 1,25. По формату 60×92 печатных листов 1,03. Учетно-издательских листов 0,65. Тираж 500. МВ-05264.  
Заказ № 1809. Типография «Юхисэлу», Таллин, ул. Пикк 40/42.

Цена 50 коп.







Цена 50 коп.