

## О СПОСОБАХ ПРИМЕНЕНИЯ ЗАКОНОВ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБОМАШИН

Б. М. ТИТОВ

При эксплуатации рудничных турбомашин (вентиляторов, насосов и турбокомпрессоров) иногда возникает необходимость определить, как изменится производительность  $Q$ , напор  $H$  и мощность  $N$  на валу турбомашин, если при прежней характеристике сети (трубопроводе) изменить число оборотов вала турбомашин. Эта задача обычно решается с помощью известных законов пропорциональности:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}, \quad (1) \qquad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad (2)$$

$$\frac{N_2}{N_1} \approx \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \quad (3) \qquad \eta_2 \approx \eta_1. \quad (4)$$

Законы пропорциональности часто неправильно называют законами французского профессора А. Рато, который сформулировал их в 1892 г. на основании лабораторных экспериментов над вентиляторами, насосами [7] и утверждал:

- 1) действие законов пропорциональности распространяется на все турбомашин при работе их на любое постоянное эквивалентное отверстие;
- 2) законы пропорциональности можно доказать только на основании результатов опыта.

К этим неправильным заключениям А. Рато пришел потому, что при лабораторных испытаниях насосов нельзя создать значительного геодезического напора, да он и не ставил своей задачей проверить работу турбомашин при наличии в трубопроводе статического сопротивления, например, геодезического напора.

Аналитическое доказательство законов пропорциональности принадлежит академику А. П. Герману, впервые опубликовавшему свои выводы в 1925 году [1].

Полученные А. П. Германом уравнения характеристик турбомашин позволили ему доказать, что законы пропорциональности характеризуют не свойства турбомашин при работе их на любое постоянное эквивалентное отверстие, как это представлял себе А. Рато, а лишь характер их поведения при работе на сходственных режимах<sup>1)</sup>, т. е. в сетях без статического сопротивления.

А. П. Герман первый обратил внимание на то, что непосредственно пользоваться законами пропорциональности можно только в том случае, если характеристика трубопровода изображается квадратичной пара-

<sup>1)</sup> Сходственными режимами называются такие режимы работы турбомашин, при которых сохраняется подобие треугольников скоростей.

болой, проходящей через начало координат, так как при этом кривая пропорциональности сливается с характеристикой сети:

$$H = RQ^2, \quad (5)$$

где  $R$  — постоянная трубопровода.

В качестве примера такой сети можно привести вентиляционную сеть шахты при отсутствии естественной тяги, трубопровод циркуляционного насоса системы отопления и т. д.

В рудничных же водоотливных, компрессорных, а иногда и вентиляторных установках, кроме динамического сопротивления, имеется и статическое сопротивление:  $H_2$  — геодезическая высота подъема воды для насосов,  $H_{зав}$  — давление воздуха перед потребителями для турбокомпрессоров,  $H_{ест}$  — величина естественной тяги для вентиляторов,  $H_0$  — разность давлений в общем участке воздухопровода при фланговом проветривании, создаваемая другими параллельно работающими вентиляторами, поэтому в большинстве случаев практики характеристики сетей не проходят через начало координат и выражаются уравнением вида:

$$H = H_{ст} + RQ^2. \quad (6)$$

В этих случаях режим работы турбомашин при изменении числа оборотов ее вала необходимо определять не непосредственно по законам пропорциональности, а графоаналитическим методом. При применении графоаналитического метода могут иметь место два случая:

1) требуется определить режим работы турбомашин при заданной характеристике сети и заранее известном новом числе оборотов  $n_2$ ,

2) требуется определить число оборотов  $n_2$ , при котором турбомашин в заданном трубопроводе создаст необходимую производительность и напор.

Графоаналитический метод в общих чертах освещен в литературе [2], [3], здесь же для пояснения его применения решим лишь конкретные примеры для каждого случая.

**Пример 1.** Водоотливная установка, оборудованная трехступенчатым пятидесятикубовым насосом типа „Комсомолец“, подает воду на высоту  $H_2 = 30$  м. Часовой приток воды равен  $Q_{пр} = 20$  м<sup>3</sup>/час. Известно, характеристика насоса и режим его работы при  $n_1 = 1450$  об/мин (см. рис. 1, точка  $K$ ),  $Q_1 = 61$  м<sup>3</sup>/час,  $H_1 = 71$  м вод. ст.,  $\eta_1 = 0,57$ ,  $N_1 = 20,7$  квт. Требуется определить режим работы этой насосной установки при  $n_2 = 960$  об/мин и проверить, справится ли она с притоком.

**Решение.**

1. Пересчитываем характеристику насоса с  $n_1 = 1450$  об/мин на  $n_2 = 960$  об/мин, воспользовавшись законами пропорциональности (1), (2) и (4).

Результаты вычисления приведены в табл. 1, по которым на рис. 1 (пунктиром) построена характеристика насоса при  $n_2 = 960$  об/мин.

2. Определяем постоянную трубопровода, подставляя  $Q$  и  $H$  в той размерности, в которой построена характеристика насоса

$$R = \frac{H_1 - H_2}{Q_1^2} = \frac{71 - 30}{61^2} = 0,011,$$

и, давая различные значения  $Q$ , строим характеристику сети по уравнению (6)

$$H = 30 + 0,011Q^2.$$

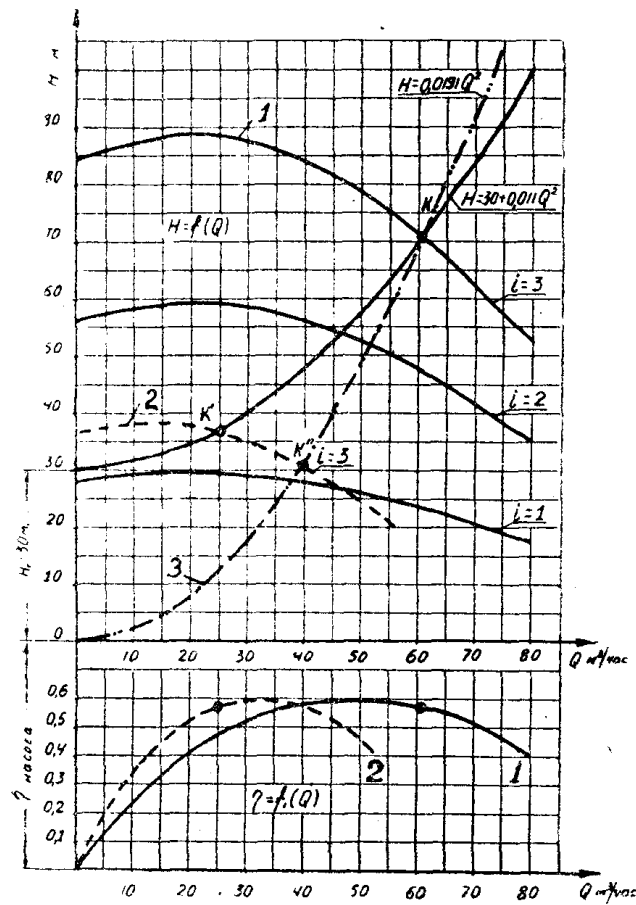
Результаты вычисления для построения характеристики сети даны в табл. 2, а ее построение сделано на рис. 1.

3. По точке пересечения характеристик  $K'$  определяем режим работы насоса при  $n_2 = 960$  об/мин:

$$Q_2 = 25 \text{ м}^3/\text{час}; \quad H_2 = 37 \text{ м вод. ст.}; \quad \eta_2 = 0,57.$$

Таблица 1

$n_1 = 1450$ об/мин			$n_2 = 960$ об/мин			Примечание
$Q_1$	$H_1$	$\eta_1$	$Q_2$	$H_2$	$\eta_2$	
м <sup>3</sup> /час	м вод.ст.	—	м <sup>3</sup> /час	м вод.ст.	—	
0	84	0	0	36,5	0	$\frac{n_2}{n_1} = \frac{960}{1450} = 0,66$ $\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = \left(\frac{960}{1450}\right)^2 = 0,435$
10	87	0,23	6,6	37,8	0,23	
20	88,5	0,41	13,2	38,5	0,41	
30	87	0,52	19,8	37,8	0,52	
40	84	0,58	26,4	36,5	0,58	
50	77	0,60	33,0	33,5	0,60	
60	72	0,58	39,6	31,3	0,58	
70	62,5	0,52	46,2	27,2	0,52	
80	52,5	0,40	52,8	22,8	0,40	

Рис. 1. Характеристики насоса „Комсомолец“.  $Q=50$  м<sup>3</sup>/час.

1—при  $n=1450$  об/мин,  
 2—при  $n=960$  об/мин,  
 3—кривая пропорциональности,  
 $i$ —число рабочих колес.

Таблица 2

$Q$	$H_2$	$0,011 Q^2$	$H$	Примечание
м <sup>3</sup> /час	м вод.ст.	м вод.ст.	м вод.ст.	
0	30	0	30	При $R=0,011$
20	30	4,4	34,4	
40	30	17,6	47,6	
60	30	39,6	69,6	
66	80	70,5	100,5	
80	30			

В нашем примере получилось, что  $\eta_2 = \eta_1$ , но это только частный случай, так как  $\eta_1$  находится по нисходящей, а  $\eta_2$  по восходящей части кривой к.п.д., см. рис. 1.

$$N_2 = \frac{25 \cdot 37 \cdot 1000}{3600 \cdot 102 \cdot 0,57} = 4,4 \text{ квт.}$$

Так как  $Q_{np} = 20 \text{ м}^3/\text{час} < Q_2 = 25 \text{ м}^3/\text{час}$ , то насос с имеющимся при током вполне справляется.

В данном примере производительность насоса можно было бы уменьшить не изменением оборотов, а уменьшением числа рабочих колес, но в этом случае (см. рис. 1) при  $i=2$  производительность насоса уменьшается незначительно и равна  $46 \text{ м}^3/\text{час}$ , а при  $i=1$  насос совсем не подает воду, т. е. наиболее удачным решением вопроса является изменение числа оборотов вала насоса.

Если эту же задачу решить простым пересчетом по законам пропорциональности, то результат получится следующий:

$$Q_2' = Q_1 \frac{n_2}{n_1} = 61 \cdot \frac{960}{1450} = 40 \text{ м}^3/\text{час},$$

$$H_2' = H_1 \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 71 \cdot \left( \frac{960}{1450} \right)^2 = 31 \text{ м вод. ст.},$$

$$N_2 = N_1 \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 = 20,7 \cdot \left( \frac{960}{1450} \right)^3 = 6 \text{ квт.}$$

Это происходит потому, что кривая пропорциональности пересекается с характеристикой насоса при  $n_2 = 960$  об/мин в точке  $K''$ , а не в точке  $K'$ , см. рис. 1.

Следовательно, при непосредственном пересчете по законам пропорциональности в данном примере получают ошибки:

$$\Delta Q\% = \frac{Q_2' - Q_2}{Q_2} \cdot 100 = \frac{40 - 25}{25} \cdot 100 = +60\%$$

$$\Delta H\% = \frac{H_2' - H_2}{H_2} \cdot 100 = \frac{31 - 37}{37} \cdot 100 = -16,2\%$$

$$\Delta N\% = \frac{N_2' - N_2}{N_2} \cdot 100 = \frac{6 - 4,4}{4,4} \cdot 100 = +36,5\%$$

**Пример 2.** Для водоотливной установки предыдущего примера определить, какое число оборотов надо дать валу насоса для получения производительности  $Q_2 = 61 \text{ м}^3/\text{час}$ , если известны характеристика и режим работы насоса при  $n_1 = 960$  об/мин (см. рис. 1, точка  $K'$ ):  $Q_1 = 25 \text{ м}^3/\text{час}$ ,  $H_1 = 37 \text{ м вод. ст.}$ ,  $N_1 = 4,4 \text{ квт}$ ,  $\eta_1 = 0,57$ .

**Решение.**

1. Определяем постоянную трубопровода

$$R = \frac{H_1 - H_2}{Q_1^2} = \frac{37 - 30}{25^2} = 0,011$$

и аналогично предыдущему примеру строим характеристику трубопровода на рис. 1.

2. По построенной характеристике сети и заданной производительности  $Q_2 = 61 \text{ м}^3/\text{час}$  определяем (см. рис. 1, точку  $K$ ) необходимый напор насоса  $H_2 = 71 \text{ м вод. ст.}$

3. Определяем постоянную  $C$  кривой пропорциональности, пересекающей характеристику трубопровода при заданной производительности  $Q_2 = 61 \text{ м}^3/\text{час}$

$$C = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{71}{61^2} = 0,0191,$$

и, давая различные значения  $Q$ , строим кривую пропорциональности по уравнению:

$$H = CQ^2 = 0,0191Q^2.$$

Вычисления, необходимые для построения кривой пропорциональности, сведены в табл. 3, а само построение сделано на рис. 1 штрихпунктиром.

Таблица 3

$Q$	$H$	Примечание
$\text{м}^3/\text{час.}$	$\text{м вод. ст.}$	
0	0	$C=0,0191$
20	7,65	
40	30,5	
60	69,0	
80	12,2	

4. По пересечению кривой пропорциональности с характеристикой насоса при  $n_1 = 960 \text{ об/мин}$  (точка  $K''$ ) находим  $Q'' = 40 \text{ м}^3/\text{час}$  и определяем число оборотов, которое необходимо дать валу насоса для получения заданной производительности  $Q_2 = 61 \text{ м}^3/\text{час}$ :

$$n_2 = n_1 \frac{Q_2}{Q'} = 960 \frac{61}{40} = 1450 \text{ об/мин.}$$

При решении этой же задачи простым пересчетом по законам пропорциональности получается:

$$n_2' = n_1 \frac{Q_2}{Q_1} = 960 \frac{61}{25} = 2340 \text{ об/мин.}$$

Следовательно, ошибка в определении числа оборотов составляет:

$$\Delta n\%_0 = \frac{n_2' - n_2}{n_2} \cdot 100 = \frac{2340 - 1450}{1450} \cdot 100 = +61\%.$$

Приведенные примеры доказывают, что при наличии в трубопроводе геодезического напора режим работы насоса при новом числе оборотов его вала надо определять обязательно графоаналитическим способом.

Однако необходимо отметить и подчеркнуть, что о графоаналитическом способе, вытекающем из указаний акад. А. П. Германа, совершенно не упоминается в инструкциях по насосам, выпускаемым Углетехиздатом, например: [4], [5], [6], кроме этого, некоторые из них [4,40], [6,27] вводят в заблуждение производителей. Например, в брошюре Шахтный центробежный насос „ГИМ“, Углетехиздат, 1952, стр. 27, написано: „Указанные величины  $Q$ ,  $H$  и  $N$  изменяются в зависимости от изменения чисел оборотов  $n$  по законам пропорциональности, причем отступление от этих законов указывает на ненормальность в работе

насоса, при которой продолжительная его эксплуатация недопустима<sup>1)</sup>).

В действительности же при геодезических напорах, отвечающих реальным условиям эксплуатации рудничных насосов, это отклонение неизбежно, но оно указывает не на ненормальность работы насоса, а лишь на неправильное использование законов пропорциональности.

Формулировка законов пропорциональности в указанной инструкции (а также в [4], [5]) дается неточная, например, там же, на стр. 27, читаем: „Количество воды, подаваемое насосом, прямо пропорционально числу его оборотов“, т. е. совершенно не указывается, при каких условиях соблюдается эта пропорциональность.

Правильнее было бы законы пропорциональности формулировать так: производительность турбомашин при работе на сходственных режимах изменяется прямо пропорционально первой степени отношения чисел оборотов ее вала. Или: производительность турбомашин при работе на неизменную квадратичную характеристику сети без статического сопротивления изменяется прямо пропорционально первой степени отношения чисел оборотов ее вала.

То же самое относится к формулировке остальных законов пропорциональности, так как законы пропорциональности не имеют универсального значения, а справедливы лишь в частном случае работы турбомашин, на сеть без статического сопротивления.

### Заключение

1. Законы пропорциональности отражают собой не свойства турбомашин при работе на любое постоянное эквивалентное отверстие, как это представлял себе французский проф. А. Рато, а лишь характер их поведения при работе на сходственных режимах.

2. Аналитический вывод и правильное объяснение законов пропорциональности впервые дал акад. А. П. Герман.

3. Режим работы турбомашин при изменении числа оборотов вала и прежней характеристики сети следует определять:

а) если сопротивление трубопровода—число динамическое ( $H = RQ^2$ ), то непосредственным пересчетом по законам пропорциональности;

б) если в трубопроводе имеется статическое сопротивление ( $H = H_{cm} + RQ^2$ ), как это имеет место в рудничных водоотливных, компрессорных, а иногда и вентиляторных установках, то обязательно графоаналитическим способом, используя законы пропорциональности лишь для пересчета характеристики турбомашин;

в) если в трубопроводе имеется незначительное, в процентном отношении к полному напору, статическое сопротивление и нет графической характеристики турбомашин, возможно пользоваться непосредственным пересчетом по законам пропорциональности, учитывая, однако, что результат, полученный в этом случае, будет содержать погрешность, пропорциональную статическому сопротивлению трубопровода и изменению числа оборотов вала турбомашин.

4. Бюро технической информации в будущем при составлении инструкций по насосам необходимо освещать графоаналитический способ определения режима работы насоса при изменении числа оборотов его вала и указывать область применения законов пропорциональности.

<sup>1)</sup> Б. Титов.

5. Приведенные примеры показывают, к каким недопустимым погрешностям приводит упрощенное применение законов пропорциональности.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Герман А. П. Турбомашины. Издание КУБУЧ, 1925.
2. Поликовский В. И. Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры. Энергоиздат, 1938.
3. Пак В. С. и Гейер В. Г. Рудничные вентиляторные и водоотливные установки. Углетехиздат, 1950.
4. Шахтный центробежный насос „Комсомолец“. Углетехиздат, 1948.
5. Горохов Н. Ф. Шахтный центробежный насос ГМС—2. Углетехиздат, 1950.
6. Шахтный центробежный насос „ГИМ“. Углетехиздат, 1952.
7. Рато А. Центробежные насосы и вентиляторы высокого давления. СПб. 1902, добавление 1.