

А. А. Губицкий, Б. Е. Митин, В. М. Стаскевич,
Б. О. Рыжавский

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАНСФОРМАТОРОВ

В связи с широким применением на транспортных и тяговых машинах гидромеханических трансмиссий вопросы исследования рабочих процессов и проектирования лопастных систем гидродинамических трансформаторов довольно полно освещены в литературе [1—11]. Нами проанализированы методики расчета гидротрансформаторов с точки зрения их точности и трудоемкости. Основная цель анализа — выбрать из числа существующих методику, пригодную для практического использования с применением электронных вычислительных машин.

Во всех рассмотренных методиках расчеты основываются на элементарной струйной теории Эйлера. При этом принимается ряд упрощающих предположений: 1) в меридиональном сечении круга циркуляции трансформатора обеспечивается равноскоростной осесимметричный поток рабочей жидкости. В действительности такая эпюра потока может быть получена только в случае бесконечно большого числа бесконечно тонких лопаток; 2) направление движения жидкости в рабочих колесах трансформатора зависит от формы каналов лопастной системы; 3) направление потока жидкости на входе в рабочее колесо определяется выходными условиями лопастной системы предыдущего колеса; 4) направление потока жидкости на выходе из рабочего колеса не зависит от условий входа; 5) для гидротрансформаторов справедливы законы подобия.

По методике А. С. Антонова [1, 2] определяются моменты на входном и выходном валах гидротрансформатора по формулам, выведенным на основании закона момента количества движения. Моменты рассчитываются для разных передаточных отношений в зависимости от геометрических параметров колес и расхода рабочей жидкости в круге циркуляции.

Расход рабочей жидкости в круге циркуляции определяется путем графического решения (рис. 1) следующих уравнений:

$$N_t = N_{тр} + N_{уд} + N_{пов} + N_{диф}, \quad (1)$$

$$N_t = [(b'_{2H} - b'_{2A}) Q - a_{2H} \omega_H] \omega_H Q + [(b'_{2T} - b'_{2H}) Q + (a_{2H} - a_{2T} i_{TH}) \omega_H] \omega_H i_{TH} Q. \quad (2)$$

Уравнение (1) представляет собой диссипативную характеристику N_t , т. е. сумму всех гидравлических потерь. Уравнение (2) балансирует мощности насоса, турбины и мощность, затраченную на гидравлические потери. Последние складываются из потерь на трение $N_{тр}$, на удар $N_{уд}$, на поворот потока $N_{пов}$, на диффузность $N_{диф}$. По найденным значениям моментов насоса и турбины рассчитываются величины коэффициента трансформации, к. п. д. гидротрансформатора и строится каноническая характеристика.

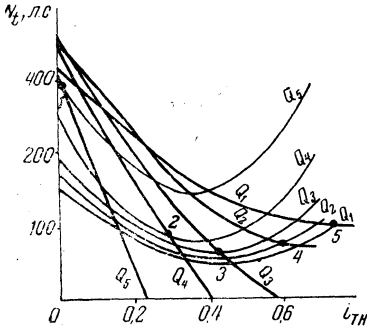


Рис. 1. Графическое решение уравнений (1) и (2):

1, 2, 3, 4, — точки пересечения кривых при равных расходах жидкости (Q).

Аналогичным образом определяются моменты на валах насоса и турбины и по методике А. Я. Кочкарева [5]. Нахождение величины расхода в круге циркуляции осуществляется путем составления баланса напоров для различных произвольных значений расходов:

$$H_{th} + H_{iT} + \Sigma h = 0. \quad (3)$$

Величина расхода, при которой имеет место баланс, является искомой. В балансе учитываются напор, создаваемый насосом (H_{th}), напор, срабатываемый турбиной (H_{iT}), и напор, теряемый на преодоление гидравлических потерь (Σh).

В методике рассматриваются потери, которые могут быть разделены на следующие укрупненные категории: 1) потери, пропорциональные квадрату расхода (потери на трение, поворот и внезапное сужение и расширение потока); 2) ударные потери, зависящие от квадрата разности окружных составляющих абсолютной скорости до лопатки и на лопатке; 3) диффузные потери, обусловленные наличием в проточной части расширений.

Определив расход и напор методом последовательных приближений, находят моменты на насосном и турбинном колесах, а затем коэффициент трансформации и к. п. д.

Метод расчета характеристики гидротрансформаторов, предложенный М. Вольфом [4], также основывается на струйной теории Эйлера. Уравнение баланса удельных энергий гидротрансформатора имеет вид

$$H_{thP} - H_{thT} - \Sigma x \frac{W_s^2}{2g} - x^2 H_p^* = 0. \quad (4)$$

В баланс включены напор, создаваемый насосом (H_{thP}), напор, срабатываемый турбиной (H_{thT}), и напоры, теряемые на потери от трения ($x^2 H_p^*$) и от удара $\left(\Sigma x \frac{W_s^2}{2g}\right)$.

С помощью уравнения (4) и безразмерных величин (τ , ζ , ψ^* , ξ^*), представляющих собой отношения скоростей на номинальном режиме, устанавливается зависимость между коэффициентами расхода и передаточным отношением. Уравнение (5) позволяет переходить с номинального режима на любой текущий

$$xA - x^2B - x\varphi C - \varphi D + \varphi^2E + F = 0. \quad (5)$$

Безразмерные величины, через которые выражаются коэффициенты в уравнении (5), коэффициент трансформации и к. п. д., связаны между собой соотношением (6), называемым законом круга циркуляции гидротрансформатора

$$\Psi^* = \frac{\tau \varepsilon \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - \zeta (\varepsilon - i^*)}{i^{*2} \left(\frac{r_4}{r_3}\right)^2}. \quad (6)$$

Расчет потерь (ударных и на трение) производится так же, как и в методике А. С. Антонова. При расчете потерь используются указанные безразмерные величины.

В методике А. Н. Нарбута [8] используется связь между характеристиками и геометрическими параметрами гидротрансформатора. Эта связь осуществляется через параметры потока рабочей жидкости γ , H , Q , т. е. выходные характеристики. Последние являются функцией расхода и некоторых геометрических параметров. Расход в свою очередь является функцией всех геометрических параметров и гидравлических потерь. Из уравнения баланса напоров

$$\sum_1^m h_n = \sum_1^m h_{уд.н} + \sum_1^m h_{тр.н} \quad (7)$$

путем ряда преобразований получается уравнение расхода в безразмерном виде

$$q^2 e_1 + 2q(e_2 + i e_3) + (e_4 + i^2 e_5) = 0. \quad (8)$$

Коэффициенты e выражаются через геометрические параметры.

А. Н. Нарбут делит гидравлические потери на потери от трения и потери, связанные с изменением скорости потока по направле-

нию (потери на удар и поворот потока) и величине (сужение и расширение канала).

Безразмерные величины использует и Д. Я. Алексапольский [3], выводя уравнения баланса энергии гидротрансформатора, относительных гидравлических моментов и относительного к.п.д. Чтобы применять последние уравнения, необходимо знать зависимость относительной меридиональной скорости $\bar{\varphi}$ (относительного расхода) от конструктивной схемы гидротрансформатора и относительных размеров лопастных колес.

Уравнение баланса энергии в безразмерном виде (9) составлено в предположении, что расчетный режим работы гидротрансформатора соответствует режиму безударного входа потока на лопатки колес

$$\overline{\Delta\Gamma}_1 - (i \Delta\bar{\Gamma}_T) = (1 - \gamma_{1r}^*) \overline{\Delta\Gamma}_1^* \bar{\varphi}^2 + \frac{g}{r_{2,1}^2 \omega_1^2} \Sigma h_{уд}. \quad (9)$$

Это уравнение является общим для всех типов гидротрансформаторов. Гидравлические потери разделяются на потери от трения, изменения направления и величины скорости движения, зависящие от квадрата меридиональной скорости, и ударные потери, зависящие от квадрата разности скоростей за лопаткой и на лопатке.

В методике расчета, предлагаемой Б. Н. Лаптевым [7], относительная величина расхода (коэффициент расхода q) определяется по квадратному уравнению (10), выведенному из уравнения баланса напоров

$$a_1 q^2 + 2b_1 q + c_1 = 0. \quad (10)$$

Коэффициенты a_1 , b_1 , c_1 зависят от геометрических параметров круга циркуляции и коэффициентов, характеризующих потери энергии на всех колесах гидротрансформатора.

Потери разделены на две группы. Первую группу составляют потери, пропорциональные квадрату расхода, вторую группу — потери, зависящие от угла атаки. К первой группе относятся потери от трения частиц жидкости между собой и о стенки каналов колес, от диффузорности и поворота потока. Во вторую группу входят ударные потери.

Из уравнений момента количества движений в безразмерном виде определяются коэффициенты момента насоса и турбины λ_1 и λ_2 . Далее рассчитываются остальные показатели безразмерной характеристики гидротрансформатора

$$K = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \quad (11)$$

и

$$\eta = Ki. \quad (12)$$

В методике И. Ф. Семичастнова [9] уравнение баланса энергии используется для определения меридиональной скорости рабочей жидкости в круге циркуляции. После ряда преобразований уравнение баланса

$$N_H - N_T - \Sigma N_{\text{пот}} = 0 \quad (13)$$

приводится к квадратному уравнению

$$AC_m^2 + BC_m + C = 0. \quad (14)$$

Коэффициенты A , B , C выражаются через гидравлические потери (удар, трение, диффузорные потери) и геометрические параметры колес гидротрансформатора. По найденному значению меридиональной скорости C_m и геометрическим параметрам подсчитываются крутящие моменты насосного и турбинного колес и соответственно коэффициент трансформации и к. п. д. гидротрансформатора.

Точность определения параметров характеристик гидротрансформаторов зависит главным образом от достоверности результатов расчета потерь энергии в круге циркуляции. В анализируемых методиках расчета гидротрансформаторов для определения потерь используются опытные коэффициенты, которые и обуславливают точность расчета.

Во всех методиках приняты следующие группировки потерь:

1) потери от трения частиц жидкости между собой и о стенки каналов. Эти потери зависят от размеров и формы лопаточных каналов, скорости потока, вязкости жидкости и шероховатости поверхностей стенок каналов; 2) потери от изменения направления движения — поворота потока (при значительном повороте может возникнуть отрыв потока и образование вихрей); 3) диффузорные потери; 4) ударные потери, возникающие в результате несоответствия направления потока перед входом в лопаточные каналы углам лопаток на входе.

В процессе анализа указанных методик выявилось несколько способов расчета потерь энергии (табл. 1 и 2).

Часть исследователей объединяет потери в группы, которые можно выявить в результате опытов и, следовательно, получить экспериментальные коэффициенты потерь. Обычно объединяются потери на трение и потери на поворот потока [5, 7, 11].

Формулы для определения названных потерь во всех трех методиках аналогичны и могут быть приведены к виду

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{4R_{\text{г.ср}}} \cdot \frac{Q^2}{2gF_{\text{в.ср}}^2}, \quad (15)$$

где l — длина лопатки по средней линии тока, m ; $R_{\text{г.ср}}$ — средний гидравлический радиус колеса, m ; $F_{\text{в.ср}}$ — площадь, перпендику-

Таблица 1

Авторы методик	Уравнения для определения потерь			
	на трение	на поворот потока	диффузорные	ударные
А. С. Антонов	$N_{тр} = \lambda \cdot \frac{l \nu}{2gd} \cdot Q^3$	$N_{пов} = \psi \frac{Q^3}{2\gamma^2 g F_{cp}^2}$	$= \varphi k \left(\frac{1}{F_1} - \frac{1}{F_2} \right)^2 \frac{Q^3}{2g\gamma^2}$	$N_{уд} = \zeta \cdot \frac{\Delta C^2}{2g} \cdot Q$
А. Я. Кочкарев	$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{4R_{r,cp}} \cdot \frac{Q^3}{2gF_{W,cp}^2}$	$\frac{Q^3}{2gF_{W,cp}^2}$	$h_{диф} = k_H \varphi_d \left(1 - \frac{F_{1W}}{F_{0W}} \right)^2 \frac{Q^2}{2gF_{1W}^2}$	$h_{уд} = \varphi_{уд} \cdot \frac{\Delta V_u^2}{2g}$
И. Ф. Семичастнов	$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{lW^2}{4R2g}$	$h_u = \zeta \cdot \frac{C_m^2}{2g}$	$h_p = k_{10} C_m^2$	$h_y = \varphi \cdot \frac{C_s^2}{2g}$
Б. Н. Лаптев	$H_{тр} = \zeta_n \cdot \frac{Q^3}{gF_n^2 \sin^3 \beta_n}$; $\zeta_n = \lambda_{тр} \cdot \frac{l_n}{8R_r}$	$\zeta_n = \lambda_{тр} \cdot \frac{l_n}{8R_r}$	$H_{диф} = \zeta_{диф} \left(1 - \frac{F_{Wn1}}{F_{Wn2}} \right) \frac{Q^3}{2gF_{n2}^2 \sin^3 \beta_{n2}}$	$H_y = \zeta_y \cdot \frac{(C_s)^2}{2g}$
Г. М. Хуршудян	$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{lW^2}{d_r 2g}$	—	$h_{расш} = \varphi_{расш} \times \frac{(W_{1д} - W_{2д})^2}{2g}$	$h_{уд} = \zeta_{уд} \cdot \frac{\Delta C^2}{2g}$
А. Н. Нарбут	$H_{тр} = \lambda \cdot \frac{LW_{cp}^2}{4R_{r,cp} 2g}$	—	$\times \frac{H_d = \varphi_d \times (W_{1д} - W_{2д})^2}{2g}$	$H_{уд} = \varphi \cdot \frac{W_{уд}^2}{2g}$
Д. Я. Алексапольский	$h = \lambda \cdot \frac{l(W)_{cp}^2}{4r_{r,cp} 2g}$	$h_{пов} = \zeta \cdot \frac{C_m^{*2}}{2g}$	$h_{диф} = k_1 \varphi_{расш} \times \frac{(W_{1.1} - W_{2.1})^2}{2g}$	$h_{уд} = \psi \cdot \frac{\Delta C_u^2}{2g}$
М. Вольф	$H_p = \chi^2 (1 - \varepsilon) \times \frac{u_2^2}{2g} \left[\zeta - \tau \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]$	—	—	$H_s = \chi \cdot \frac{W_s^2}{2g}$
А. П. Кудрявцев	$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{4r_r} \cdot \frac{W_{cp}^2}{2g}$	—	$h_d = \zeta_d \cdot \frac{W^2}{2g}$	$h_{уд} = \zeta_y \cdot \frac{\bar{ac}^2}{2g}$

лярная вектору относительной скорости, m^2 ; Q — расход жидкости, $m^3/сек.$

Коэффициент вязкого трения в методиках А. Я. Кочкарева [5] и Б. Н. Лаптева [7] принимается $\lambda = 0,060 - 0,085$. В методике Г. М. Хуршудяна [11] λ определяется по соотношению $\lambda = 3,4\lambda$.

Таблица 2

Авторы методик	Коэффициенты потерь			
	на трение	на поворот потока	диффузорных	ударных
1	2	3	4	5
А. С. Антонов	$\lambda=0,01 + 4\sqrt{\frac{s}{d}} + \sqrt{\frac{3}{Re}}$	$\psi=0,124 + 0,225\left(\frac{b_{cp}}{R}\right)^{3,5}$	$k=1,1$; для квадратных диффузоров $\varphi=6,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ для круглых и плоских диффузоров $\varphi=3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$	$\zeta=1$
А. Я. Кочкарев	$\lambda=0,06-0,085$		$k_n=1-2$; для квадратных диффузоров $\varphi_d=6,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ для круглых и плоских диффузоров $\varphi_d=3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$	для центробежной турбины $\varphi_{уд}=1$; для центростремительной турбины $\varphi_{уд}=\begin{cases} 0,3-0,65 & \text{(отрицательные углы);} \\ 1,6-1,8 & \text{(положительные углы)} \end{cases}$
И. Ф. Семичастанов	$\lambda=0,316\left(\frac{\nu}{4RW}\right)^{0,25}$	для круглого сечения $\zeta=0,13 + 0,16\left(\frac{a}{r}\right)^{3,5}$ для прямоугольного сечения $\zeta=0,124 + 0,274\left(\frac{a}{r}\right)^{3,5}$	$k_{10}=\frac{(a_{1n}-\chi)^2}{2g}$; $\chi=\frac{a_{1n}}{a_{2n}}$	$\varphi=1$
Б. Н. Лаптев	При $\frac{C_m}{u}=0,17-0,35$ $\lambda_{тр}=0,06-0,085$; при $\frac{C_m}{u}<0,17$ потери увеличиваются		для квадратных диффузоров $\zeta_{диф}=6,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$; для круглых и плоских диффузоров $\zeta_{диф}=3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$	$\zeta=0,65-1,4$ или приближенно $\zeta=1$
Г. М. Хуршудян	$\lambda=3,4 \lambda^1$, где λ^1 — по графикам ВТИ или по формуле $\lambda^1=0,01 + \sqrt{\frac{k}{d_r}} + \sqrt{\frac{3}{Re}}$		$\varphi_{расш}=3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$	по графику $\xi_{уд}=f(i^*)$

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5
А. Н. Нарбут	$\lambda=0,06-0,085$	—	для квадратных диффузоров $\varphi_d =$ $= 6,2 \text{tg} \frac{\alpha_d}{2} \sqrt[4]{\text{tg} \frac{\alpha_d}{2}}$, для круглых и плоских диффузоров $\varphi_d =$ $= 3,2 \text{tg} \frac{\alpha_d}{2} \sqrt[4]{\text{tg} \frac{\alpha_d}{2}}$	$\varphi=1$
Д. Я. Алексапольский	$\lambda=0,06-0,085$	$\zeta=0,10-0,15$	$\varphi_{\text{расш}} =$ $= 3,2 \text{tg} \frac{\alpha_a}{2} \sqrt[4]{\text{tg} \frac{\alpha_a}{2}}$	$\psi=1$
М. Вольф	$\varepsilon = \frac{H_{\text{thp}}^*}{H_{\text{thp}}^*}; \varepsilon \approx 0,9$	—	—	$\chi=1$
А. П. Кудрявцев	$\lambda = 0,01 +$ $+ 4 \sqrt{\frac{s}{d}} + \sqrt{\frac{3}{\text{Re}}}$	—	ξ_d по графику или опытным путем	$\xi_y = 0,6-0,8$ (при входе струи с рабочей стороны) $\xi_y = 1,2-1,4$ (при входе струи с нерабочей стороны).

Коэффициент λ' берется по графикам ВТИ [11] для прямой трубы или по формуле Мизеса

$$\lambda' = 0,01 + \sqrt{\frac{k}{d_r}} + \sqrt{\frac{3}{\text{Re}}}, \quad (17)$$

где k — абсолютная шероховатость стенок канала, m ; d_r — приведенный гидравлический диаметр канала, m ; Re — число Рейнольдса.

В методиках А. Н. Нарбута и М. Вольфа потери, вызываемые поворотом потока, также отдельно не учитываются. В этих методиках расчетные уравнения потерь на трение аналогичны формуле (15), а коэффициент $\lambda = 0,06-0,085$. Следовательно, потери на поворот потока также входят в уравнение потерь на трение.

В методиках А. С. Антонова [1], И. Ф. Семичастнова [9] и Д. Я. Алексапольского [3] эти виды потерь определяются отдельно, причем выражение потерь от трения аналогично уравнению (15). Рекомендации по расчету λ различны: в методике А. С. Антонова коэффициент вязкого трения определяется по уравнению

(17); в методике Д. Я. Алексапольского $\lambda = 0,06—0,085$; И. Ф. Семичастанов дает новое уравнение

$$\lambda = 0,316 \left(\frac{\nu}{4RW} \right)^{0,25}, \quad (18)$$

где ν — кинематический коэффициент вязкости, $m^2/сек$; R — гидравлический радиус живого сечения межлопаточного канала, m ; W — скорость в канале, $m/сек$.

Потери энергии на поворот потока по этим методикам пропорциональны квадрату меридиональной скорости. Расчетные уравнения для коэффициентов потерь на поворот потока в методиках А. С. Антонова и И. Ф. Семичастанов аналогичны

$$\Psi = 0,124 + 0,225 \left(\frac{b_{cp}}{R} \right)^{3,5}, \quad (19)$$

где b_{cp} — средняя ширина канала в меридиональном сечении, m ; R — радиус кривизны канала в меридиональном сечении, m .

Д. Я. Алексапольский дает постоянное значение коэффициента потерь на поворот потока

$$\zeta = 0,10 - 0,15. \quad (20)$$

Диффузорные потери энергии по всем методикам определяются по аналогичным уравнениям. Эти потери пропорциональны квадрату меридиональной скорости или расхода.

Ударные потери во всех методиках определяются по выражению

$$h_y = \varphi_{уд} \frac{\Delta v^2 \rho}{2g}, \quad (21)$$

где Δv — разность окружных составляющих абсолютных скоростей до лопатки и на лопатке, $m/сек$.

Почти все методики рекомендуют в первом приближении принимать коэффициент ударных потерь $\varphi_{уд} = 1$. Более подробные рекомендации приведены в табл. 2.

По некоторым методикам рекомендуется объединять отдельные потери и вычислять их при помощи общего коэффициента потерь [4, 5, 7, 8, 11]. Недостаток таких методик заключается в том, что экспериментально определенный коэффициент потерь может быть использован только при расчете близкого по геометрическим параметрам образца.

Более предпочтительными являются методики отдельного определения потерь по видам. Найденные экспериментально коэффициенты потерь для каждого вида сопротивлений можно перенести на более широкий круг лопастных систем, что должно облегчить проектирование новых типов гидротрансформаторов. Однако ввиду того, что ни в одной из методик не приводятся рекомендации

по учету влияния режимов работы гидротрансформатора на величину коэффициента потерь, а также не учитывается взаимное влияние потерь друг на друга, область использования результатов испытания готовых образцов также ограничена аналогичными конст-рукциями.

Выводы

1. Анализируемые методики расчета характеристик гидротрансформаторов основаны на использовании уравнения баланса энергии.

2. Во всех методиках отсутствуют значения коэффициентов потерь энергии, полученные на основе экспериментальных исследований рабочих процессов гидротрансформаторов, что не позволяет с требуемой точностью рассчитать их характеристики.

3. При расчетах по перечисленным методикам характеристики комплексного гидротрансформатора (с кругом циркуляции типа ГТК МАЗ) наиболее близкая сходимость рассчитанных параметров с экспериментальными получена по методике А. Я. Кочкарева [5].

4. Наименее трудоемкой при ручном счете является методика А. С. Антонова [1].

5. Повышение точности расчета характеристик гидротрансформаторов требует дополнительной разработки методик определения: отдельных видов потерь энергий и их зависимости от режимов работы гидротрансформаторов, величины расхода рабочей жидкости в круге циркуляции.

Литература

1. Антонов А. С., Магидович Е. И., Новохатько И. С. Гидромеханические и электромеханические передачи транспортных и тяговых машин. М., 1963.
2. Антонов А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. М., 1967.
3. Алексапольский Д. Я. Гидродинамические передачи. М., 1963.
4. Вольф М. Гидродинамические муфты и трансформаторы. М., 1967.
5. Кочкарев А. Я. Гидродинамические передачи. Л., 1961.
6. Кудрявцев А. П. Турбопередачи для судов. М., 1939.
7. Лантев Б. Н. Автотракторные одноступенчатые гидродинамические трансформаторы. М., 1963.
8. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. М., 1966.
9. Семичастнов И. Ф. Гидравлические передачи тепловозов. М., 1961.
10. Степанов А. Д., Васильев В. А., Кузнецов Б. Г., Лемберг А. Я., Семичастнов И. Ф. Передачи мощности тепловозов. М., 1967.
11. Хурушудян Г. М. Гидравлические преобразователи крутящего момента. М., 1963.