

У статті доводяться результати математичного моделювання основних параметрів зовнішньої характеристики комплексного гідротрансформатора типу Allison для транспортної машини залежно від зміни кута профілю лопатки на виході з насосного колеса β_{21} . Проводиться аналіз та порівняння результатів з експериментальними даними

Ключові слова: гідротрансформатор, насосне колесо, математична модель

В статье приводятся результаты математического моделирования основных параметров внешней характеристики комплексного гидротрансформатора типа Allison для транспортной машины в зависимости от изменения угла профиля лопатки на выходе из насосного колеса β_{21} . Проводится анализ и сравнение полученных результатов с экспериментальными данными

Ключевые слова: гидротрансформатор, насосное колесо, математическая модель

This article contain the mathematical modeling of main parameters the torque converters external characteristics type Allison. Changing parameters of torque converters are realised due to pump (impeller) exit blade angle. The analysis comparison the theoretical result with experimental data is carried out

Key words: torque converter, pump (impeller) wheel, mathematical model

ВЛИЯНИЕ УГЛА ВЫХОДА ЛОПАТКИ НАСОСНОГО КОЛЕСА НА ПАРАМЕТРЫ ВНЕШНЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

В. Г. Неня

Кандидат технических наук, доцент
Сумской государственной университет
ул. Р.- Корсакова, 2, г. Сумы, Украина, 40007
Контактный тел: 8 (0542) 39-23-85

Ю. М. Кухтенков

Кандидат технических наук
Кафедра «Гидравлические машины»
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002
Контактный тел: 8 (0572) 707-66-46

1. Введение

Нагружающие и преобразующие свойства комплексного гидротрансформатора (далее ГТР) отражаются внешней характеристикой, к основным параметрам которой относятся момент на насосном колесе $M_1=f(i)$, [Н·м] или значение коэффициента момента насосного колеса λ_1 , момент на турбинном колесе $M_2=f(i)$, [Н·м] или коэффициент трансформации K и коэффициент полезного действия $\eta=f(i)$.

Современные ГТР автоматических коробок передач с передаваемой мощностью до 200 кВт в своем большинстве имеют штампованные насосное и турбинное колеса. Метод изменение угла лопатки подобного рабочего колеса путем подгиба входной (выходной) кромки лопатки колеса используется при корректировке (оптимизации) внешней характеристики ГТР и называют tip bending.

Изменение параметров ГТР за счет одного рабочего колеса является рациональным направлением, позво-

ляющим в некоторых случаях отказаться от разработки нового ГТР с заданными параметрами.

В последнее время опубликован ряд работ, в том числе [1-4], направленных на раскрытие вопроса изменения параметров внешней характеристики за счет одной, реже двух лопаточных систем. Так, в работе [5] с использованием программы Torcon Master выполняется моделирование потока в ГТР с поочередным изменением углов насосного и турбинного колес. При этом для насосного колеса установлено влияние выходного угла лопатки колеса на параметры внешней характеристики на пусковом режиме: коэффициент трансформации K_0 (stall TR) и коэффициент момента насосного колеса λ_{10} (stall Ci).

В данной работе угол $\beta_{\text{impeller exit angle}}$ соотносится с углом β_{21} – между окружной и переносной составляющими вектора абсолютной скорости C_{21} , по формуле:

$$\beta_{21} = 90 \pm \beta_{\text{impeller exit angle}} \quad (2)$$

где β_{21} – угол лопатки на выходе из насосного колеса ГТР.

Для исследованного ГТР с активным диаметром $Da=230$ мм установлено, что загнутые назад лопатки насосного колеса обеспечивают повышенное значение коэффициента трансформации $K_0=3,75$ по сравнению с лопатками загнутыми вперед ($K_0=1,5$).

Изменение коэффициента момента насосного колеса на пусковом режиме λ_{10} увеличивается с ростом угла β_{21} .

В упомянутой работе не проводилась оценка изменения энергетических показателей (КПД), а проведено только количественное сравнение изменения перечисленных показателей без привязки к качественной стороне вопроса, т.е. не отражено влияние угла β_{21} на форму кривых K (TR) и λ_1 (C_i), поскольку рассматривался только пусковой режим – передаточное отношение $i=0$.

Проведенное в [6] экспериментальное исследования влияние угла выхода из насосного колеса β_{21} выполнено с определением основных параметров внешней характеристики в более широком объеме: определены кривые изменения $K=f(i)$, $\eta=f(i)$, $\lambda_1=f(i)$. Определение параметров выполнено для рабочего диапазона передаточного отношения $i=0...0,95$.

Исследование проведено для шести значений угла β_{21} , взятого из диапазона $\beta_{21}=35^\circ-120^\circ$. Полученные данные позволяют оценить влияние угла выхода из насосного колеса на основные параметры внешней характеристики в расширенном диапазоне углов β_{21} . В указанной работе угол β'_{21} соотносится с углом β_{21} по формуле:

$$\beta_{21} = 180 - \beta'_{21} . \tag{2}$$

Анализ результатов работ [5, 6] позволяет обнаружить корреляцию полученных данных для K_0 и λ_{10} : с увеличением угла выходной кромки насосного колеса происходит увеличение λ_{10} и уменьшение K_0 .

Поскольку в работах [5, 6] для исследованных ГТР изменение параметров K , η и λ_1 получено достаточно трудоемким численным или экспериментальным методом, соответственно, проведем подобную оценку, используя математическую модель ГТР, основанную на уравнении баланса гидравлической энергии в проточной части [7-10].

2. Математическая модель ГТР

Для оценки влияния угла выхода профиля лопатки насосного колеса на основные параметры внешней характеристики – момент насосного колеса на пусковом режиме M_{10} , коэффициенты трансформации K и прозрачности Π , КПД, целесообразно использовать математическую модель ГТР, основанную на уравнении баланса гидравлической энергии, в состав которого в явном виде входят углы лопаточных систем ГТР, в т.ч. и β_{21} .

Применение подобной математической модели позволит провести расчеты параметров внешней характеристики с обеспечением необходимой точности – погрешность составляет 4-6%. Для этой цели можно использовать уравнения баланса, приведенные в работах [7-11].

3. Результат расчета с использованием математической модели

В результате проведения математического моделирования с использованием преобразованных уравнений баланса, приведенных в [11], получены следующие распределения основных параметров внешней характеристики в зависимости от изменения выходного угла лопатки насосного колеса β_{21} и передаточного отношения i (рис. 1):

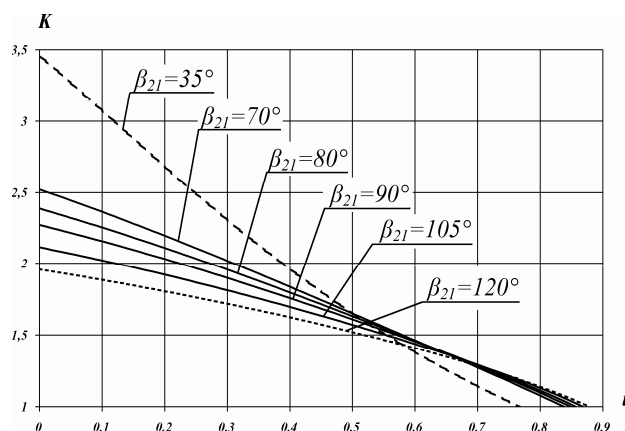


Рис. 1. Изменение преобразующих свойств ГТР в зависимости от угла выхода лопатки насосного колеса β_{21} и передаточного отношения i

Полученные данные подтверждают имеющуюся информацию о влиянии угла β_{21} на коэффициент трансформации K (TR) [6] и коэффициент трансформации на стоповом режиме K_0 (stall TR) [5]: с увеличением угла β_{21} происходит уменьшение значения коэффициента трансформации на режимах $i=0...0,5$; на режимах $i=0,7...0,9$ увеличение угла β_{21} приводит к росту коэффициента трансформации K по результатам теоретических расчетов и экспериментальных данных.

Приведем расчет влияния выходного угла лопатки насосного колеса на энергетические и нагружающие свойства ГТР (рис. 2 и рис. 3):

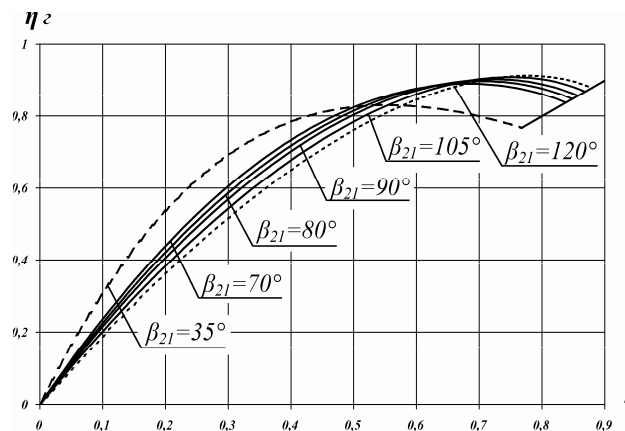


Рис. 2. Изменение гидравлического коэффициента полезного действия η_c в зависимости от угла выхода лопатки насосного колеса β_{21} и передаточного отношения i

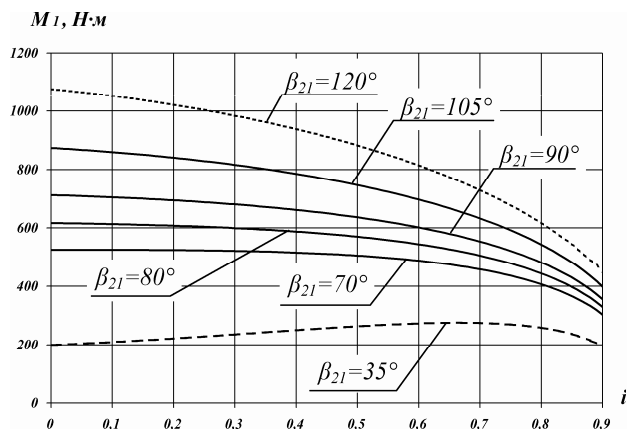


Рис. 3. Изменение момента на насосном колесе ГТР в зависимости от угла выхода лопатки насосного колеса β_{21} и передаточного отношения i

В результате анализа полученных результатов установлено, что с увеличением выходного угла лопатки насосного колеса рассмотренного ГТР происходит увеличение момента насосного колеса M_1 (λ_1, C_i) и гидравлического коэффициента полезного действия η_r .

Полученные с использованием математической модели данные показывают достаточно хорошее качественное совпадение с результатами численных [5] и экспериментальных исследований [6].

Выводы

1. На основе проведенного математического моделирования процесса, используя уравнение баланса гидравлической энергии [11] с учетом в явном виде углов лопастных систем ГТР, получено качественное совпадение с данными численных и экспериментальных исследований [5,6].

2. Применение использованной математической модели [11] позволяет уменьшить трудоемкость проведения моделирования по сравнению с численными и экспериментальными методами исследований. Применение подобной математической модели позволит проводить инженерные расчеты с необходимой точностью.

Литература

1. Fujita, K., Akagi, S., Sasaki, Y., Kawamura, S., Saka T. and Hirata, T.: «Multi-Objective Optimal Design of Vehicle Power Train – Optimization of Torque Converter Geometry» Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Ser. C, Vol. 62, No. 594, (Feb. 1996), p. 802-808.
2. Giwoo Kim, Jaeduk Jang «Effects of Stator Shapes on Hydraulic Performances of an Automotive Torque Converter with a Squashed Torus» / Society of Automotive Engineers, – 2002-01-0886.
3. Jean Schweitzer, Jeya Gandham «Computational Fluid Dynamics in Torque Converters: Validation and Application» / International Journal of Rotating Machinery, 2003, –№9, – p. 411–418.
4. P. O. Sweger, C. L. Anderson, and J. R. Blough «Measurements of Strain on 310 mm Torque Converter Turbine Blades» / International Journal of Rotating Machinery, – 2004, – №10, – p. 55–63.
5. Sehyun Shin, In-Cheol Bae, In-Sik Joo, Hong-Hae Hong, Tae-kyung LeeSeoul «The effect of blade geometry on the performance of an automotive torque converter» / FISITA World Automotive Congress. – 2000.
6. Харитонов С. А. Автоматические коробки передач / Харитонов С. А. – М.: АСТ, 2003. – 480 с.
7. Лаптев Ю. Н. Автотракторные гидротрансформаторы / Юрий Николаевич Лаптев. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
8. Трусов С. М. Автомобильные гидротрансформаторы / Сергей Михайлович Трусов. – М.: Машиностроение, 1977. – 272 с.
9. Завьялов П. С. Учет прозрачности гидродинамических решеток при расчете внешних характеристик гидротрансформаторов / Завьялов П. С. // Гидравлические машины: Сб. научн. трудов. – К.: Техніка. – 1967. – №1. – С.143–150.
10. Карцев Л. В. Гидродинамические передачи. Ч.2: Теория и расчет гидродинамических трансформаторов / Лев Васильевич Карцев. – М.: МГТУ, 2000. – 156 с.
11. Алексапольский Д. Я. Гидродинамические передачи / Дмитрий Яковлевич Алексапольский. – Л.: МашГиз, 1963. – 272 с.